

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PISA



Facoltà di Ingegneria
Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

Tesi di laurea:

Modellazione CFD di uno spray “swirl” GDI

Candidato:

Francesco Casini

Relatori:

Prof. Ing. Roberto Gentili

Prof. Ing. Giuseppe Forasassi

Ing. Ettore Musu

Anno accademico 2006/2007

“...4) Noi affermiamo che la magnificenza del mondo si è arricchita di una bellezza nuova: la bellezza della velocità. Un automobile da corsa col suo cofano adorno di grossi tubi simili a serpenti dall’alito esplosivo.....un automobile ruggente, che sembra correre sulla mitraglia, è più bello della Vittoria di Samotracia....”

(F. T. Marinetti: Manifesto del futurismo)

Indice

INDICE	4
CAPITOLO 1: I PICCOLI MOTORI A DUE TEMPI	6
1.1: PREGI E PROBLEMATICHE DEI MOTORI A DUE TEMPI.....	6
1.1.1: Pergi del motore a due tempi.....	6
1.1.2: Problematiche del motore a due tempi	8
1.2 INIEZIONE DIRETTA E STRATIFICAZIONE DELLA CARICA SUI MOTORI A DUE TEMPI.....	10
1.2.1: Cortocircuito della carica durante la fase di lavaggio e iniezione diretta	10
1.2.2: Riduzione delle cattive combustioni e del misfire	12
CAPITOLO 2: INIEZIONE DIRETTA NEI MOTORI A DUE TEMPI.....	16
2.1: VANTAGGI DELL'INIEZIONE DIRETTA SULL'ALIMENTAZIONE A CARICA PREMISCELATA.....	16
2.1.1: Necessità dell'iniezione diretta.....	16
2.1.2: Sviluppo dell'iniezione diretta	17
2.2: SISTEMI DI INIEZIONE DIRETTA PER DUE TEMPI AD ACCENSIONE COMANDATA	19
2.2.1: Classificazione dei sistemi ad iniezione diretta	19
2.2.2: Sistemi di iniezione diretta air assisted per due tempi ad accensione comandata.....	20
2.2.3: Sistemi di iniezione diretta liquida per due tempi ad accensione comandata.....	26
2.3: INIETTORI	30
2.3.1: L'iniettore swirl	31
2.3.2: Iniettore multi-hole	32
2.3.3: Iniettore pintle.....	34
CAPITOLO 3: SCOPO DELLO STUDIO	37
3.1: PREMESSA	37
3.2: DESCRIZIONE DELL'INIETTORE	37
3.3: PRIMA ANALISI DELLO SPRAY	38
3.4: SCOPO DELLO STUDIO	41
CAPITOLO 4: MODELLAZIONE DELLO SPRAY	42
4.1: SCELTA DEI MODELLI.....	42
4.1: IL MODELLO DI BREAKUP TAB	42
4.1.1: Generalità	42
4.1.2: Analogia di Taylor	43
4.1.3: Dimensione delle gocce generate	46
4.1.4: Velocità delle gocce generate	47
4.1.5: Breakup delle gocce.....	47
4.2: MESSA A PUNTO DEL MODELLO	49
4.2.1: Parametri del modello	51

4.2.2: Grandezze fisiche	53
4.2.3: Dati iniziali	55
4.3: RISULTATI OTTENUTI	57
4.3.1: Analisi dei risultati ottenuti in condizioni di contropressione elevata (450 kPa)	58
4.3.2: Analisi dei risultati ottenuti in condizioni di bassa contropressione (100 kPa)	63
4.4: CONCLUSIONI	68
CAPITOLO 5:PROCEDURA UTILIZZATA PER CARATTERIZZARE LO SPRAY	73
5.1: ATTREZZATURA UTILIZZATA	73
5.1.1: Fluido di prova	73
5.1.2: Camera di prova	73
5.1.3: Sistema di alimentazione.....	74
5.1.4: Telecamera.....	75
5.2: MODALITÀ DI PROVA	79
5.3: PARAMETRI DI INTERESSE E LORO MISURA.....	80
5.3.1: Angoli caratteristici	81
5.3.2: Penetrazione	81
5.4 ELABORAZIONE DELLE MISURE OTTENUTE.....	83
CAPITOLO 6:CARATTERIZZAZIONE DELLO SPRAY.....	84
6.1 EVOLUZIONE DELLO SPRAY.....	84
6.2 PENETRAZIONE DELLO SPRAY	86
6.3 LOCAL ANGLE	90
6.4 SPRAY ANGLE	94
CAPITOLO 7:CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI	99
APPENDICE	100
BIBLIOGRAFIA	162

Capitolo 1: I piccoli motori a due tempi

1.1: Pregi e problematiche dei motori a due tempi.

1.1.1: Pregi del motore a due tempi

Il motore a due tempi fino a qualche tempo fa è stato leader incontrastato nel settore dei motori di piccola cilindrata per motocicli e per imbarcazioni in virtù di alcuni notevoli vantaggi che presenta. In primis esso gode di uno schema meccanico notevolmente più semplice rispetto ad un motore a quattro tempi cui consegue una maggiore semplicità ed economia di realizzazione. Lo schema meccanico semplice inoltre riduce le perdite per attrito proprie di un motore a quattro tempi aumentandone così il rendimento meccanico.

Un ulteriore aumento del rendimento del motore a due tempi rispetto ad un motore a quattro tempi sta proprio nel principio di funzionamento. Esso infatti elimina le corse a bassa pressione che riducono il rendimento del motore stesso poiché assorbono lavoro di pompaggio sia per l'attrito con le pareti del cilindro (*Figura 1.1*).

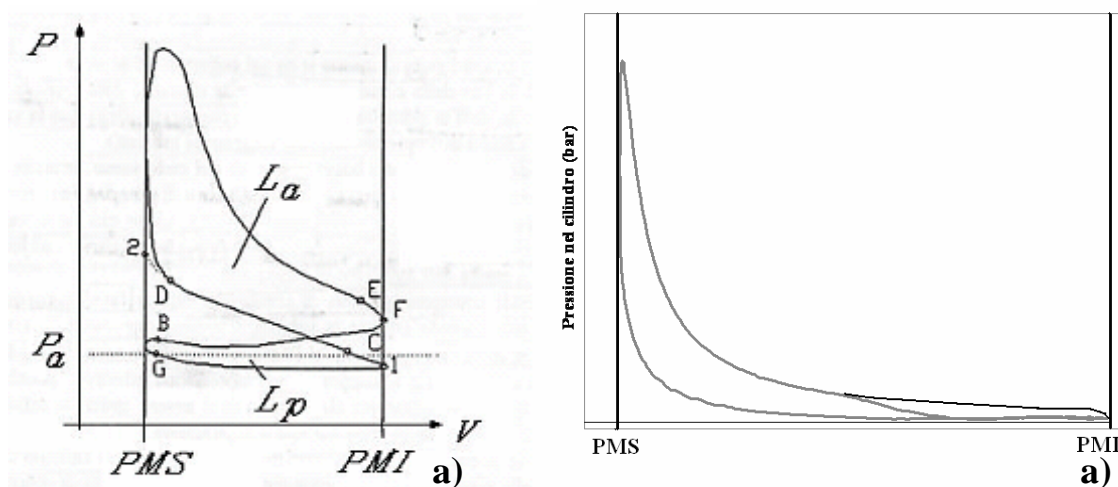


Figura 1.1: Confronto tra il ciclo indicato di un motore a quattro tempi (a) e uno a due tempi (b)

Questa riduzione del lavoro di pompaggio in realtà viene quasi completamente compensata dal lavoro assorbito dal carter pompa

Il guadagno di rendimento del motore a due tempi rispetto a quello di un motore a quattro risulta più evidente in condizioni di carico parzializzato, poiché il lavoro assorbito dal carter pompa cala in queste condizioni mentre per un motore a quattro tempi ad accensione comandata il lavoro di pompaggio aumenta in condizioni di carico parzializzato. La ragione di tutto questo risiede nel fatto che, in un motore a quattro tempi le fasi di ricambio della carica vengono “forzate” dal moto dello stantuffo, quindi per ridurre la portata del fluido motore è necessario adottare una cospicua

parzializzazione della valvola a farfalla con conseguente laminazione in aspirazione, alla quale si accompagna un'altrettanto sensibile dissipazione di energia a discapito del lavoro utile. In un motore a due tempi, invece, dato il grande spazio morto del carter-pompa, è sufficiente operare modeste parzializzazioni della valvola per ottenere forti riduzioni del riempimento e quindi una riduzione di potenza del motore[3] [5].

Il confronto di questi due casi è schematizzato dai diagrammi di *Figura 1.2*.

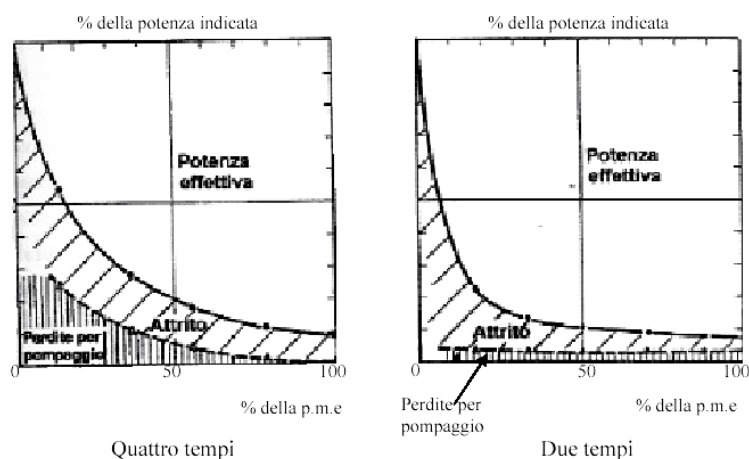


Figura 1.2: Confronto della ripartizione della potenza indicata tra un motore a quattro tempi ed uno a due tempi

In *Figura 1.3* è invece riportato un esempio del reale andamento del lavoro di pompaggio calcolato a partire da dati sperimentali per un motore a due tempi di 50 cc di cilindrata in funzione della parzializzazione dell'aria a vari regimi di rotazione

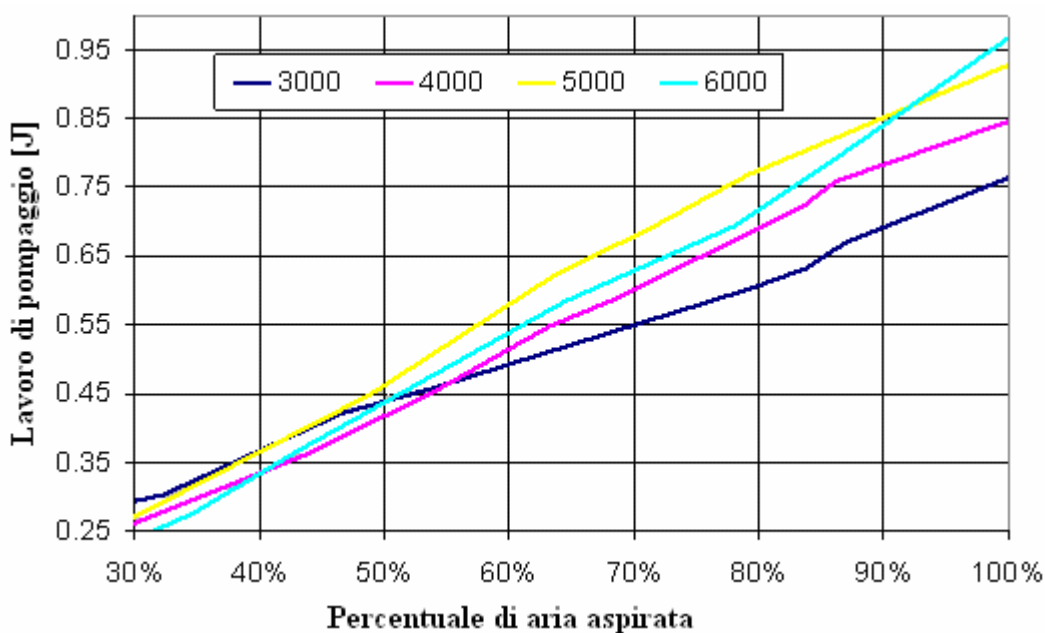


Figura 1.3: Lavoro di pompaggio in funzione della parzializzazione dell'aria a vari regimi di rotazione

Dal momento che si possono avere fasi molto lunghe durante le quali il motore non opera a pieno carico, specie se è studiato per un veicolo, una riduzione delle perdite di pompaggio in condizioni di carico parzializzato risulta molto importante.

Tutto ciò permette di avere un lavoro utile maggiore e quindi maggiore economia di benzina.

Ad un minor consumo specifico teorico si aggiunge una maggiore potenza specifica per effetto sia del numero doppio di cicli che si hanno a parità di numero di giri, sia perché, sempre teoricamente, il ricambio della carica interessa anche la camera di combustione. Ciò lo si può vedere anche analiticamente; infatti la potenza di un motore a quattro tempi e di un motore a due tempi valgono rispettivamente

1.1.2: Problematiche del motore a due tempi

Ai vantaggi elencati nel *paragrafo 1.1.1* si contrappongono però delle problematiche che stanno mettendo in discussione l'utilizzo dei motori a due tempi anche in settori nei quali, fino a pochi anni fa, predominavano incontrastati. Si parlerà in modo specifico dei motori a due tempi motociclistici, caratterizzati da cilindrata unitarie comprese tra i 50 e i 500 cm³, alimentazione a carter pompa, lubrificazione a perdere, distribuzione controllata dallo stantuffo, con al più una valvola rotante o a lamelle che regola l'immissione nel carter ed un sistema di controllo di fasatura dello scarico.

In particolar modo le problematiche che investono questi motori sono di carattere ambientale. Le limitazioni sulle emissioni inquinanti dei motocicli infatti, introdotte dalle ultime normative europee (normativa 2002/51/CE), stanno condizionando in modo pesante questa tipologia di motori, analogamente a quanto successe nel settore automobilistico nel corso degli anni '80-'90. Se a questo si aggiunge l'interesse crescente verso la riduzione dei consumi, si riesce a giustificare la graduale scomparsa del motore a due tempi in questo settore nel quale, fino a non molto tempo fa, era, come già detto, leader. Come è noto infatti, i motori a due tempi "tradizionali", cioè alimentati con miscela precarburata, presentano due gravi problemi: la fuoriuscita di carica fresca allo scarico in tutte le condizioni e le cattive combustioni e/o *misfire* in condizioni di basso carico. Tali problemi sono legati al peculiare processo di sostituzione della carica, che implica il cortocircuito allo scarico di parte della carica fresca immessa nel cilindro, la fuoriuscita di questa per effetto della pulsione dello stantuffo ed infine una notevole permanenza di gas combusti residui all'interno del cilindro (EGR intrinseco).

Il primo fenomeno si manifesta in tutte le condizioni ma risulta accentuato soprattutto a bassi regimi di rotazione e ad alti carichi, poiché in queste condizioni i tempi di sostituzione della carica sono molto più lunghi rispetto a quelli che si hanno in prossimità del regime di coppia massima e quindi la carica fresca ha un tempo maggiore per raggiungere lo scarico ed uscire. Ulteriori aggravanti

risiedono nel fatto che il sistema di scarico non si trova nelle condizioni di accordo e ad alti carichi le portate della carica fresca proveniente dal carter pompa sono notevoli.

La seconda tipologia di problema si manifesta a bassi carichi quando la massa di gas residui è assai rilevante sul totale della massa intrappolata. Questi gas, che sono sostanzialmente inerti, inibiscono lo svolgimento della combustione, con conseguenti mancate accensioni (*misfire*) e rallentamento della stessa che, nei casi più estremi, può portare all'estinzione del fronte di fiamma (*quenching*) o a.

Questi due fenomeni provocano le elevate concentrazioni allo scarico di idrocarburi incombusti (HC) che fanno sì che questo tipo di motore fatichi a rispettare nelle normative europee antinquinamento.

L'influenza della dosatura del combustibile sulle emissioni inquinanti genera una moltitudine di effetti. Come conseguenza diretta dell'impoverimento della miscela sarebbe logico attendersi una riduzione delle emissioni di HC e CO. La minima concentrazione di queste sostanze viene invece rilevata in corrispondenza di rapporti aria/combustibile solo leggermente minori di quello stechiometrico. Diluendo eccessivamente la carica, infatti, si va incontro a problemi di accensione e propagazione del fronte di fiamma, causando così incombusti e/o incompleta ossidazione del carbonio.

In condizioni di carica stechiometrica vi è però un'elevata generazione di ossidi di azoto causata dall'alta temperatura, ridotta però dall'EGR intrinseco di questi motori che si rivela favorevole per la limitazione di emissioni di ossidi di azoto. Infatti queste sostanze si originano, a causa dell'azoto normalmente presente nell'aria, nel corso della combustione ed in misura tanto maggiore quanto più vengono raggiunte temperature elevate e quanto più abbondante è l'ossigeno. La presenza di inerti, quali sono i gas combusti, limitano la velocità di combustione e le massime temperature raggiunte durante questo processo, e abbassano la pressione parziale dell'ossigeno riducendo quindi la produzione di NO_x. Tutto ciò è schematizzato in *Figura 1.4* ([2],[3]).

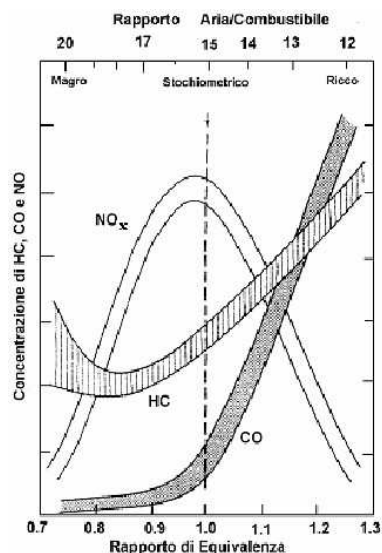


Figura 1.4: Andamento qualitativo delle emissioni inquinanti in funzione del rapporto di miscela

1.2 Iniezione diretta e stratificazione della carica sui motori a due tempi.

Per rendere compatibile con le normative future un motore a due tempi occorre ridurre le emissioni di idrocarburi incombusti ma per conservare la sua competitività, non si dovrebbero pregiudicare semplicità ed alta potenza specifica.

Possono essere ritenute accettabili emissioni massime di HC nell'ordine dei 5 g/kWh nella maggior parte dei regimi e dei carichi possibili. Per rientrare in questi limiti è necessario agire contemporaneamente sulla perdita di combustibile, conseguente al processo di lavaggio, e sul miglioramento della combustione ai bassi carichi.

1.2.1: Cortocircuito della carica durante la fase di lavaggio e iniezione diretta

Per quanto riguarda il problema delle perdite di combustibile durante il processo di sostituzione della carica, questo può essere eliminato completamente facendo sì che il combustibile non venga coinvolto nel processo di lavaggio. Il combustibile deve quindi pervenire all'interno del cilindro in modo indipendente dall'aria e solo quando la luce di scarico sia chiusa o sia in procinto di chiudersi. In questo modo l'inevitabile cortocircuito interesserà solo l'aria, mentre per il combustibile si avrà il completo intrappolamento. La soluzione tecnica più naturale è l'*iniezione diretta* di combustibile nel cilindro. In *Figura 1.5* e *Figura 1.6* sono riportati dei diagrammi relativi ai consumi ed alle emissioni di due motori due tempi; il primo alimentato ad iniezione diretta senza stratificazione della carica ed il secondo tramite carburatore. I due casi riportati non presentano differenze né riguardo ai valori di potenza massima, né riguardo alle emissioni di NO_x. Tuttavia il motore alimentato ad iniezione diretta presenta un'elevata riduzione dei consumi visto che la curva del minimo consumo si attesta sui 300 g/kWh contro i 380 g/kWh del motore a carburatore (*Figura 1.5*

cerchi rossi). Questa riduzione dei consumi è legata al fatto che non si ha più la fuoriuscita di benzina allo scarico. Ciò si traduce di conseguenza anche in una drastica riduzione delle emissioni di HC rispetto al motore tradizionale a carburatore in condizioni di pieno carico o carico poco parzializzato, come evidenziato in *Figura 1.6*.

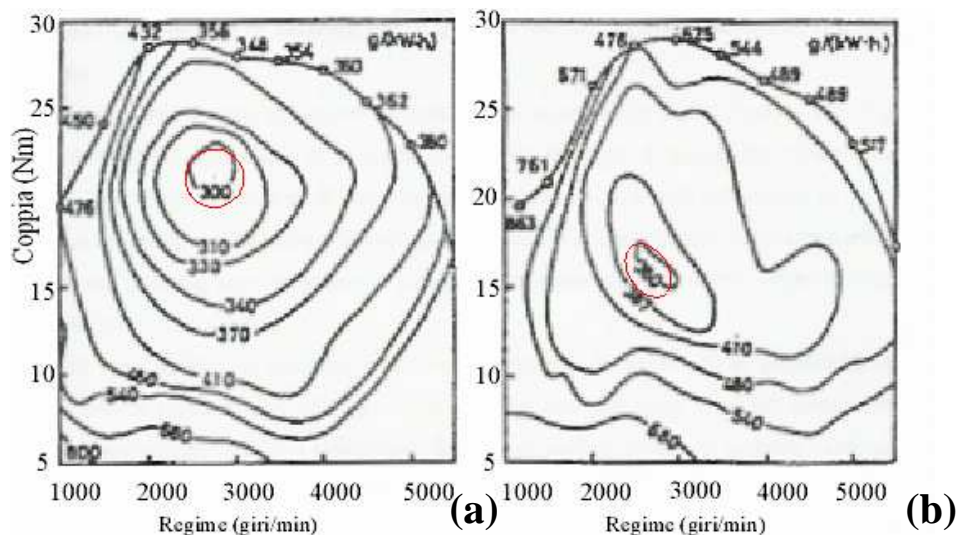


Figura 1.5: Consumo specifico (g/kwh) : a) motore ad iniezione diretta, b) motore a carica premiscelata con carburatore

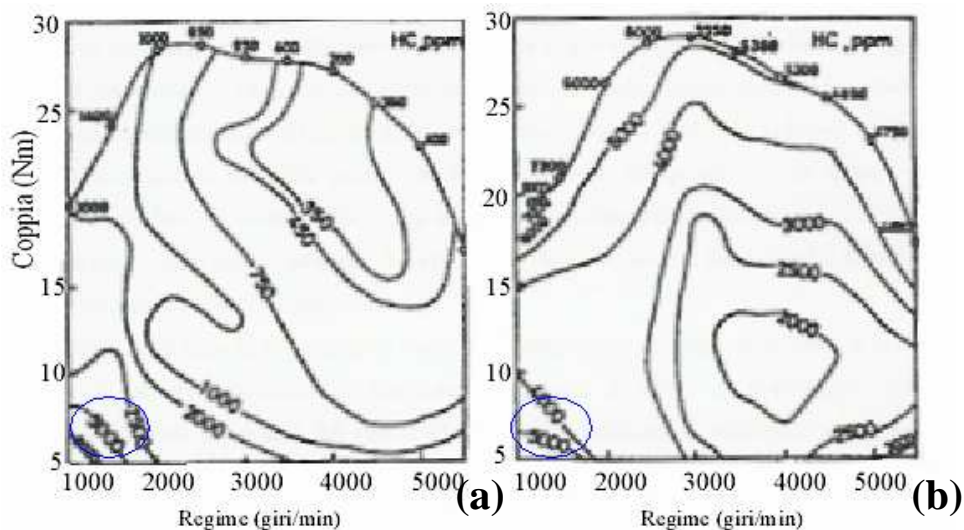


Figura 1.6: Concentrazione di HC (ppm) : a) motore ad iniezione diretta, b) motore a carica premiscelata con carburatore

Oltre alla riduzione delle emissioni di HC per l'eliminazione della fuoriuscita di benzina allo scarico durante il lavaggio, l'iniezione diretta presenta altri vantaggi fra i quali la possibilità di aumentare il rapporto di compressione. Questo perché l'eventualità della detonazione risulta più remota dato che il combustibile, entrando direttamente in camera di combustione, evapora e sottrae calore alla massa d'aria presente nel cilindro. Nel caso del lavaggio con carica premiscelata invece la benzina comincia ad evaporare nei condotti e nel carter pompa sottraendo calore in parte agli

elementi meccanici con i quali viene a contatto e solo in parte all'aria che quindi resta più calda favorendo la detonazione.

L'iniezione diretta nei piccoli motori a due tempi risulta però più difficile da realizzare rispetto a quanto non lo sia nei motori a quattro tempi automobilistici a causa dei minori tempi disponibili. In un quattro, tempi infatti, l'intervallo angolare a disposizione per l'iniezione potrebbe ricoprire completamente la fase di aspirazione e parte di quella di compressione per un'ampiezza angolare superiore a 180° di angolo di manovella, mentre in un motore a due tempi l'intervallo angolare può essere solo quello corrispondente alla parte finale della fase di scarico pulsato e alla fase di compressione, che risulta solitamente inferiore a 100° di angolo di manovella. Considerando inoltre che il regime di rotazione massimo di un piccolo motore a due tempi è in genere superiore a quello di un motore a quattro tempi automobilistico, si comprende quanto limitati siano i tempi a disposizione per effettuare l'iniezione. A tal proposito si consideri che, a 6000 g/min, il tempo a disposizione per l'iniezione, l'evaporazione e il mescolamento è di circa 2,5 ms.

Inoltre è da sottolineare, come testimoniato anche dai grafici, che con la sola iniezione diretta della benzina non è possibile evitare il cattivo funzionamento ai bassi carichi; infatti a basso numero di giri ed a basso carico si nota che consumo ed emissioni di HC sono analoghi per il motore a carburatore e quello ad iniezione diretta, con valori di 500-600 g/kWh per il consumo specifico e 3000-5000 ppm per quanto riguarda la concentrazione degli HC (*Figura 1.6* cerchi blu) [3].

1.2.2: Riduzione delle cattive combustioni e del misfire

Al fine di migliorare il funzionamento del motore ai bassi carichi evitando problemi di combustione irregolare per l'alto rapporto nel cilindro tra i gas residui ed i gas freschi ([1],[2],[4]) sono state studiate due possibili soluzioni: la *stratificazione della carica* e la combustione quasi omogenea ottenuta nel motore ATAC.

Stratificazione della carica: Per stratificazione della carica si intende in generale la realizzazione di una non uniforme distribuzione del titolo in camera di combustione che può essere ottenuta grazie all'iniezione diretta. In questo modo viene facilitato l'innesco della combustione oltre che il suo progredire fino al coinvolgimento di tutto il combustibile presente in camera di combustione.

Per ottenere la stratificazione della carica si cerca di realizzare in un due tempi una condizione analoga a quella che si presenta nei motori a quattro tempi ad iniezione diretta a carica stratificata. Non parzializzando l'aspirazione, non si riduce il lavaggio del cilindro, nel quale perciò rimane intrappolata una limitata quantità di gas combusti. La regolazione del carico si effettua tramite la regolazione della quantità di benzina iniettata un po' come si fa per i motori diesel ed è quindi presente aria in eccesso. Grazie ad un'opportuna conformazione della camera, dei condotti e ad un

adeguato comportamento dell'iniettore, è possibile però realizzare una miscela stechiometrica o lievemente ricca in corrispondenza della candela ed un titolo più povero allontanandosi da essa, fino ad avere zone con sola aria il che consente una combustione regolare ai bassi carichi. E' altresì da notare che, in un motore alimentato ad iniezione diretta, la stratificazione della carica garantisce una combustione regolare per ogni condizione di funzionamento. Non è infatti possibile in un motore a due tempi conoscere la quantità di aria che resta intrappolata nel cilindro misurando l'aria in ingresso nel motore, a differenza di quanto accade in un motore a quattro tempi, poiché l'aria che esce direttamente dallo scarico non è una percentuale trascurabile e nello stesso tempo non è nota. Ciò significa che non è possibile realizzare una miscela stechiometrica in un motore di questo tipo ad iniezione diretta dosando il carburante sulla base della portata di aria che entra nel carter. L'iniezione diretta combinata con la carica stratificata rende invece tollerabili variazioni del titolo permettendo al motore di operare sempre con eccesso di aria. Un ulteriore risultato dell'eccesso d'aria è che si mantengono temperature di combustione minori rispetto a quella che si raggiungono con la carica omogenea ottenendo quindi una minor produzione di NO_x , una riduzione degli scambi termici con le pareti e minori fenomeni di dissociazione che accompagnano la reazione di ossidazione.

Bisogna tener conto d'altra parte che la presenza di un eccesso d'aria consistente potrebbe però avere risvolti negativi a bassi carichi, poiché la temperatura dei gas di scarico potrebbe divenire insufficiente per avere un rendimento del catalizzatore ossidante sufficientemente elevato. Questo problema può essere risolto tramite un ritardo di iniezione e accensione o nella disattivazione di alcuni cilindri nel caso di motori pluricilindrici (in questa maniera si riduce la potenza mantenendo però la temperatura dei gas di scarico elevata poiché i cilindri rimanenti lavorano come se fossero a carico elevato). Fondamentale, per questo problema, è la temperatura dei gas di scarico per la quale si ha un'efficienza del catalizzatore pari al 50%. Un'ulteriore soluzione per aumentare la temperatura dei gas di scarico in condizioni di basso carico è la riduzione dell'eccesso d'aria attraverso la parzializzazione della valvola a farfalla. In questa maniera la temperatura di inizio compressione è più alta (poiché i gas di scarico sono più caldi della carica fresca aspirata) e così sale anche quella di fine compressione di fine combustione e di scarico. Inoltre la temperatura di combustione sale anche perché la massa di gas da riscaldare è minore e quindi, a parità di combustibile iniettato, la temperatura è superiore.

La realizzazione della stratificazione della carica al momento dell'accensione di per sé non garantisce però che il combustibile venga bruciato in maniera completa. In fase di combustione può infatti accadere che i gas combusti sparpaglino la nube di carica stechiometrica, diluendo eccessivamente la miscela non ancora raggiunta dal fronte di fiamma e distruggendo così la

stratificazione. In fase progettuale occorre quindi prestare attenzione a questo problema e valutare se la geometria del motore (camera di combustione, travasi etc) è in grado di evitare tale inconveniente.

Per realizzare la stratificazione della carica in una camera di combustione aperta occorre operare un'iniezione ritardata, poco prima che avvenga l'accensione; ciò è necessario affinché lo spray rimanga localizzato nella zona vicino alla candela senza aver tempo di allontanarsi da essa. Per ottenere un funzionamento regolare del motore due tempi in tutte le condizioni operative occorre farlo lavorare a carica stratificata ai bassi carichi ed a carica omogenea agli alti, agendo sull'anticipo di iniezione. L'anticipo di iniezione deve essere il minore possibile per la carica stratificata, compatibilmente con la necessità di far evaporare completamente lo spray, mentre deve essere il maggiore possibile nel caso di carica omogenea, ma non tale da dar luogo a perdite di combustibile dallo scarico. L'anticipo di iniezione non può pertanto scendere sotto i 60° - 70° e superare 120° - 130° . Risulta evidente la difficoltà di realizzare in un motore due tempi condizioni radicalmente diverse adottando fasature di iniezione così poco differenti. A termine di paragone è da notare che nel quattro tempi è a disposizione un range di fasature molto più ampio, che va dai soliti 50° - 60° di anticipo di iniezione per carica stratificata fino a quasi 360° per carica omogenea. E' quindi di fondamentale importanza esaminare l'andamento dei moti dell'aria che si instaurano nel motore, concepire una camera di forma opportuna e valutare il comportamento dello spray.

Combustione omogenea: La seconda soluzione proposta al problema delle combustioni irregolari ai bassi carichi in un motore due tempi è rappresentata, come già detto, dal sistema ATAC (Active Thermo Atmosphere Combustion) che sfrutta l'energia dei gas residui per innescare la combustione dei gas freschi ([1],[2]). Affinché i gas residui costituiscano delle isole a temperatura sufficientemente elevata, condizione necessaria per l'autoaccensione della carica, i gas freschi devono entrare nel cilindro con velocità tali da non consentirne il completo miscelamento con essi (la velocità viene regolata tramite una strozzatura allo scarico e/o all'immissione). Durante la corsa di compressione del pistone tali isole risalgono di temperatura e si frantumano andando a realizzare molteplici punti di innesco così da ottenere una combustione regolare (approssimazione della combustione omogenea). Per controllare l'anticipo di accensione è possibile agire sulla strozzatura dei travasi o dello scarico in modo da variare la velocità di ingresso dei gas freschi. A maggiori velocità di immissione corrisponde infatti un mescolamento superiore tra gas freschi e residui che ritarda l'accensione. Per realizzare questo tipo di controllo occorre un servomotore che piloti una valvola e questo complica il sistema dal punto di vista costruttivo e dei costi che sono superiori rispetto all'adozione di un controllo elettronico dell'accensione tramite candela. Non è possibile realizzare l'ATAC su tutto il campo di funzionamento del motore (*Figura 1.7*) perchè agli alti

carichi la quantità di gas residui presenti nel cilindro è insufficiente per innescare l'ATAC (ma in queste condizioni non è necessario il funzionamento ATAC), mentre al minimo (basso carico e basso numero di giri), a causa della modesta quantità di combustibile immesso nel motore, i gas residui si trovano a temperature troppo basse, tali cioè da non portare la carica in condizioni di autoaccensione.

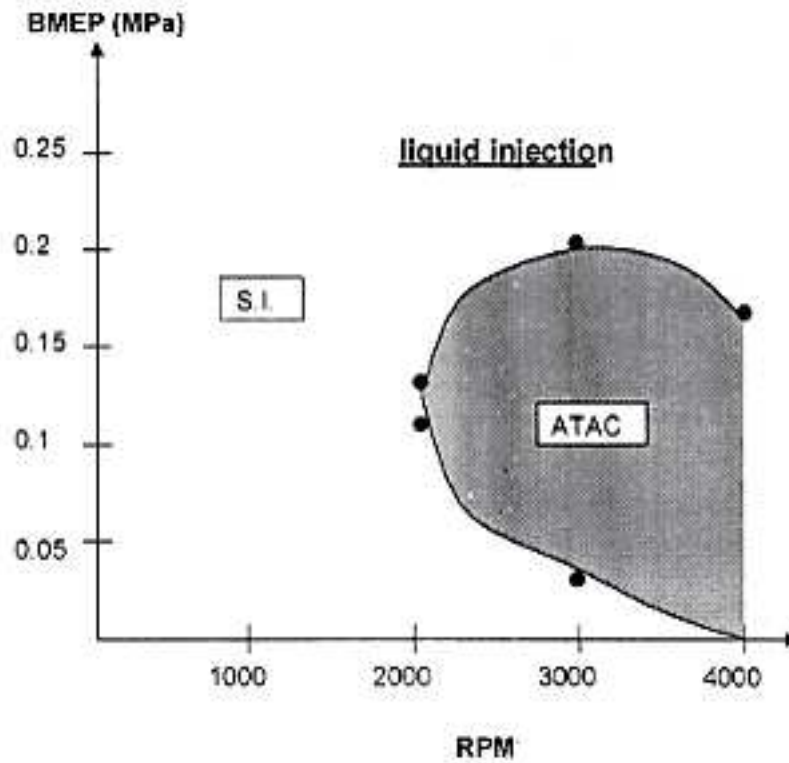


Figura 1.7: Campo di funzionamento del motore ATAC

Capitolo 2: Iniezione diretta nei motori a due tempi

2.1: Vantaggi dell'iniezione diretta sull'alimentazione a carica premiscelata

2.1.1: Necessità dell'iniezione diretta

Il carburatore ha rappresentato sino ad oggi la soluzione universalmente adottata per piccoli motori a due tempi, grazie alla semplicità con cui riesce a fornire una carica pressoché omogenea e con un accettabile dosaggio con un costo basso.

Il principio di funzionamento, come noto, si basa sul cosiddetto *effetto Venturi*, consistente in una trasformazione di energia di pressione in energia cinetica indotta da un opportuno restringimento della sezione del condotto (*Figura 2.1*).

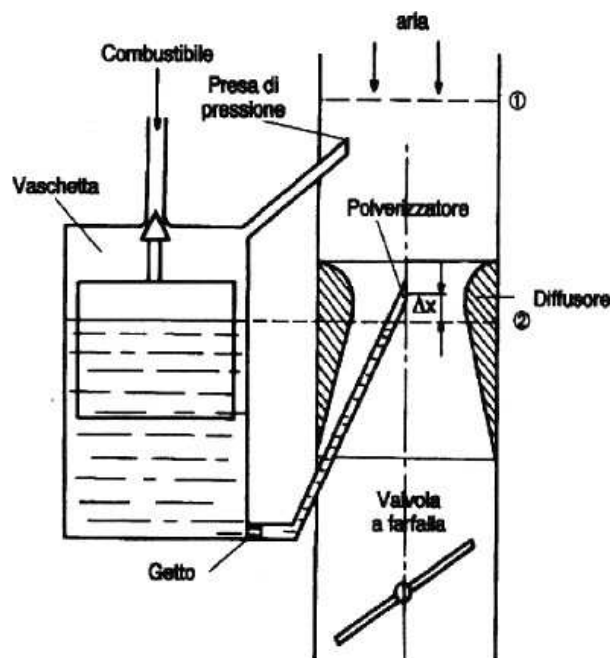


Figura 2.1: Carburatore elementare

Questo dispositivo presenta però dei difetti, specie se utilizzato su motori a due tempi. In particolar modo il carburatore presenta gli svantaggi legati alla fuoriuscita di carburante allo scarico che presentano su questo motore tutti i sistemi di alimentazione a carica premiscelata. Inoltre non è in grado né di garantire in ogni condizione di funzionamento un dosaggio stechiometrico necessario per il corretto funzionamento del catalizzatore, il cui uso è reso necessario dalle nuove stringenti normative, né di esser interfacciato con una sonda lambda allo scarico. Tali inconvenienti oggi possono esser superati con l'adozione di carburatori a controllo elettronico che però introducono un aumento notevole dei costi.

2.1.2: Sviluppo dell'iniezione diretta

A causa delle sempre più stringenti normative antinquinamento si è avuto in questi ultimi anni un forte impulso nella ricerca di sistemi innovativi di iniezione (*Figura 2.2*), on l'ottenimento di risultati fino a poco tempo fa impensabili.

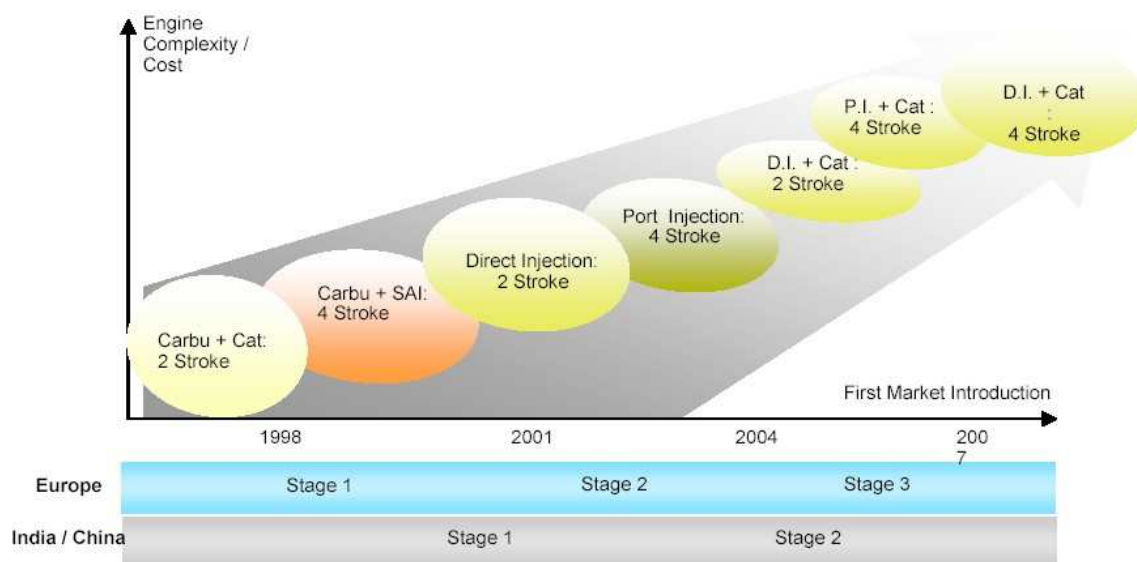


Figura 2.2: *Progresso tecnologico subito dai sistemi di alimentazione*

I risultati di questi sviluppi sono costituiti da riduzioni dei consumi nonché delle emissioni inquinanti, oltre ad un miglioramento nelle prestazioni.

Come ricordato in precedenza, per l'applicazione di sistemi di iniezione diretta in motori a due tempi, si incontrano maggiori difficoltà rispetto ad un motore a quattro tempi perché si deve operare con frequenze di iniezione doppie. In *Figura 2.3* è riportato uno schema di un motore a due tempi a carburazione, mentre in *Figura 2.4* si osserva uno schema di un motore a due tempi ad iniezione diretta.

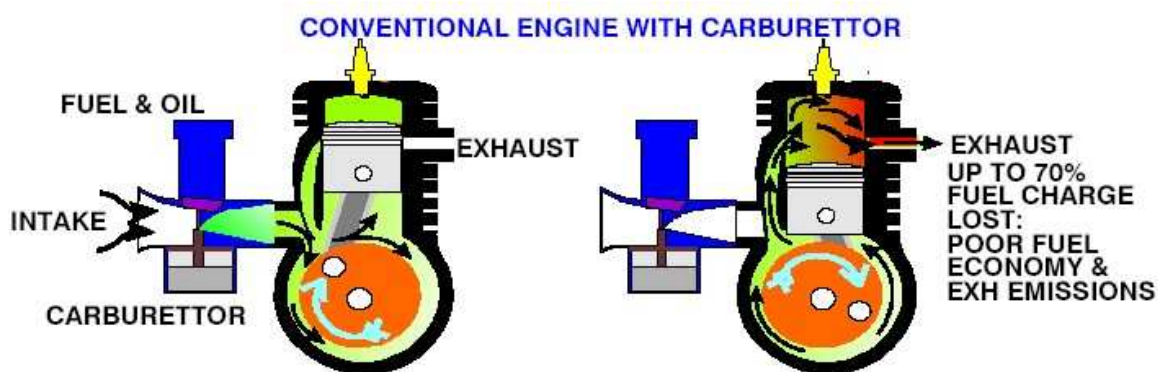


Figura 2.3: *Motore a due tempi convenzionale con carburatore*

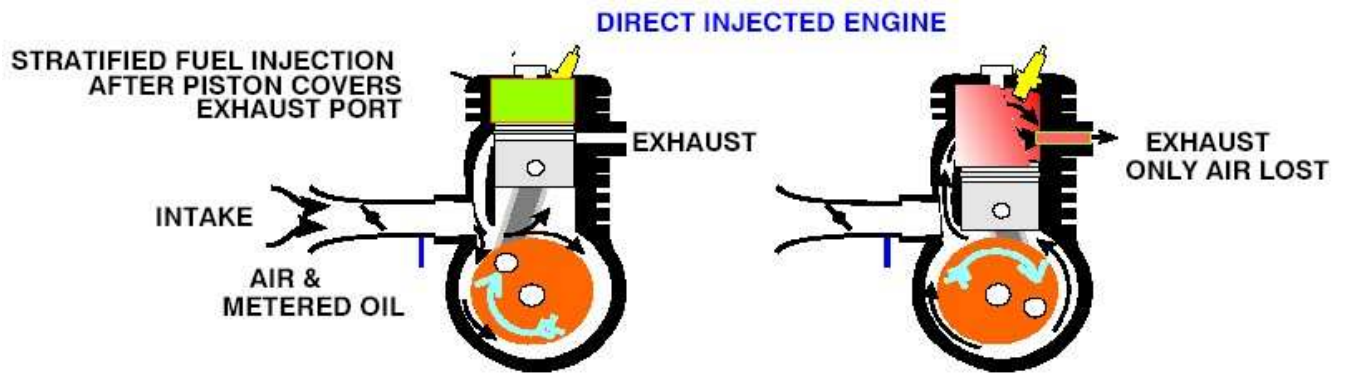


Figura 2.4: Motore a due tempi ad iniezione diretta

Un grande aiuto alla diffusione di sistemi di iniezione diretta è stato dato dai sofisticati sistemi di controllo elettronico che permettono di utilizzare circuiti e mappature molto complesse in grado di seguire in modo ottimale le mutevoli esigenze del motore.

Per quanto riguarda il problema del ridotto tempo a disposizione per la preparazione della miscela, è necessario, nel caso dell'iniezione liquida, l'utilizzo di pressioni di iniezione elevate (≈ 100 bar) in grado di generare uno spray finemente polverizzato, che riesca rapidamente a miscelarsi con l'aria e ad evaporare. Anche la penetrazione del getto risulta determinante in quanto, per motori di piccole cilindrata, non è desiderabile che il getto raggiunga le pareti del cilindro, o il cielo del pistone.

Come noto, queste caratteristiche dello spray dipendono da numerosi fattori, di cui i principali sono:

- caratteristiche geometriche dell'iniettore;*
- parametri del sistema di iniezione;*
- condizioni fluidodinamiche e termodinamiche dell'aria all'interno del cilindro;*
- caratteristiche geometriche della camera di combustione.*

I precedenti aspetti risultano decisivi anche per ottenere la stratificazione della carica ai vari regimi di rotazione del motore. E' inoltre fondamentale posizionare l'iniettore in punti strategici della camera di combustione con un'opportuna direzione dell'asse dello spray, per far sì che la stratificazione rimanga il più stabile possibile al variare delle condizioni operative ([2],[1]).

2.2: Sistemi di iniezione diretta per due tempi ad accensione comandata

Si deve premettere che un buon sistema di iniezione diretta deve dar luogo ad uno spray formato da gocce molto piccole e con sufficiente quantità di moto per consentire un buon miscelamento con l'aria. Più le gocce sono piccole, più quindi deve esser elevata la velocità di uscita dall'iniettore.

2.2.1: Classificazione dei sistemi ad iniezione diretta

Numerose soluzioni di iniezione diretta sono state sviluppate nei motori a due tempi e tra queste si può operare una prima distinzione di base:

-sistemi di iniezione air-assisted: Caratteristica fondamentale di questi sistemi di iniezione è che il combustibile viene trasportato in camera di combustione da un getto di aria compressa. Questi sistemi consentono di iniettare con pressioni molto più basse di quelle necessarie per l'iniezione liquida essenzialmente perché la velocità di uscita dipende infatti non dalla pressione ma dal battente secondo la legge

$$V = \sqrt{2gh}$$

$$h = \frac{p}{\rho}$$

Dove

p = pressione di iniezione

h = battente

ρ = densità del fluido

Quindi

$$V = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot p}{\rho}}$$

Risulta evidente che, essendo nell'iniettore air-assisted la densità del fluido poco diversa da quella dell'aria e quindi molto minore di quella della benzina, per ottenere la velocità desiderata basta una pressione molto minore rispetto al caso dell'iniezione liquida. D'altra parte il sistema air-assisted presenta due grossi inconvenienti. Il primo sta nel fatto che, a causa delle basse pressioni di iniezione, con alcuni di questi sistemi non si può realizzare la carica stratificata. Il secondo sta

nell'elevata energia spesa per comprimere l'aria anche di pochi kPa. Infatti, mentre comprimere un liquido anche ad elevate pressioni richiede poca energia, comprimere un gas richiede molta energia. Alcuni sistemi di questo tipo proposti sono quelli Piaggio, IAPAC, Orbital, Pumpless

-iniezione liquida: si ha l'iniezione di solo combustibile. E' sicuramente il modo più naturale e concettualmente più semplice per operare un'iniezione, ma deve far fronte al limitato tempo a disposizione per creare la giusta miscelazione tra aria e combustibile. Necessita quindi di elevate pressioni di iniezione e presenta rischi di depositi carboniosi sulla testa dell'iniettore. Inoltre utilizzare questo sistema significa andare incontro a maggiori difficoltà tecniche per i problemi che comporta una pompa che deve portare a pressioni elevate la benzina che ha scarse proprietà lubrificanti.

Tra i sistemi proposti i più interessanti sono: Ficht, Ram Tuned e l'elettroiniettore.

2.2.2: Sistemi di iniezione diretta air assisted per due tempi ad accensione comandata

1) Piaggio Fast. Nel sistema Fast (*Figura 2.5*) la pressione di iniezione (300-400 kPa) è generata da un compressore a stantuffo collocato sulla testa del cilindro ed azionato dall'albero motore tramite una cinghia di trasmissione sincrona([6],[7]).

Una miscela molto ricca prodotta da un apposito carburatore entra nel compressore e successivamente, quando la pressione relativa tra i due cilindri raggiunge il valore di 300-400 kPa, la miscela viene iniettata attraverso una valvola automatica nel cilindro motore con una fasatura adeguata per evitare la fuoriuscita di combustibile dallo scarico. Questo sistema è stato prodotto in serie ma non è stato sviluppato per poter realizzare la stratificazione mantenendo pertanto gli inconvenienti di cattive combustioni ai bassi carichi, tipiche dei due tempi tradizionali. Un ulteriore problema di questo sistema di iniezione è la tendenza a perdere la fasatura di iniezione a causa di inevitabili snervamenti della molla della valvola. La soluzione Piaggio Fast risulta inoltre costruttivamente complessa e costosa.

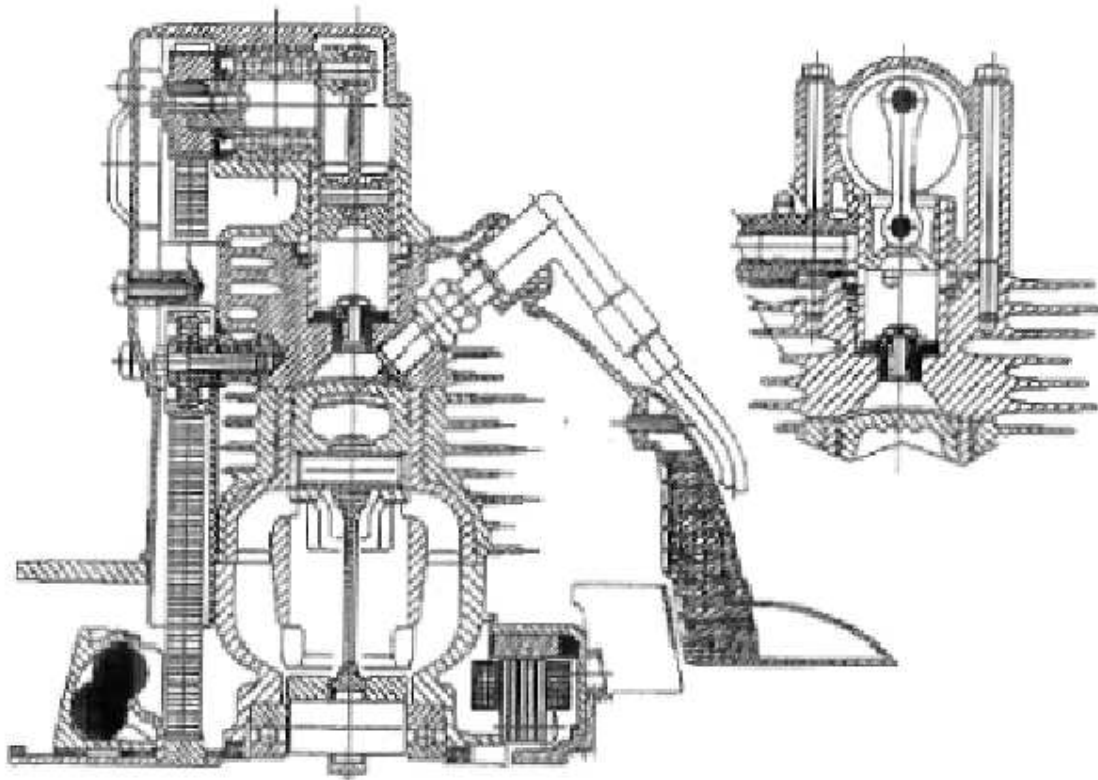


Figura 2.5 Sistema piaggio fast

2) Pumpless. Un sistema di iniezione a bassa pressione senza pompa di iniezione è stato sviluppato dal Dipartimento di Energetica dell'Università di Pisa ([0],[9],[10]). In questo sistema l'aria d'iniezione fornita dal carter pompa attraverso una valvola rotante o in alternativa, una valvola automatica a lamelle (pressione assoluta massima pari a 140 kPa), è mescolato alla benzina fornita da un normale elettroiniettore per iniezione indiretta formando così una miscela complessivamente ricca. Questa miscela viene poi iniettata nel cilindro attraverso una valvola rotante situata sulla parete del cilindro. Questo sistema è semplice ed efficiente ma la pressione di iniezione è molto bassa e non consente un'iniezione ritardata impedendo così la stratificazione della carica. In *Figura 2.6* è rappresentato lo schema di funzionamento di questo motore sia con la valvola rotativa che con la valvola a lamelle.

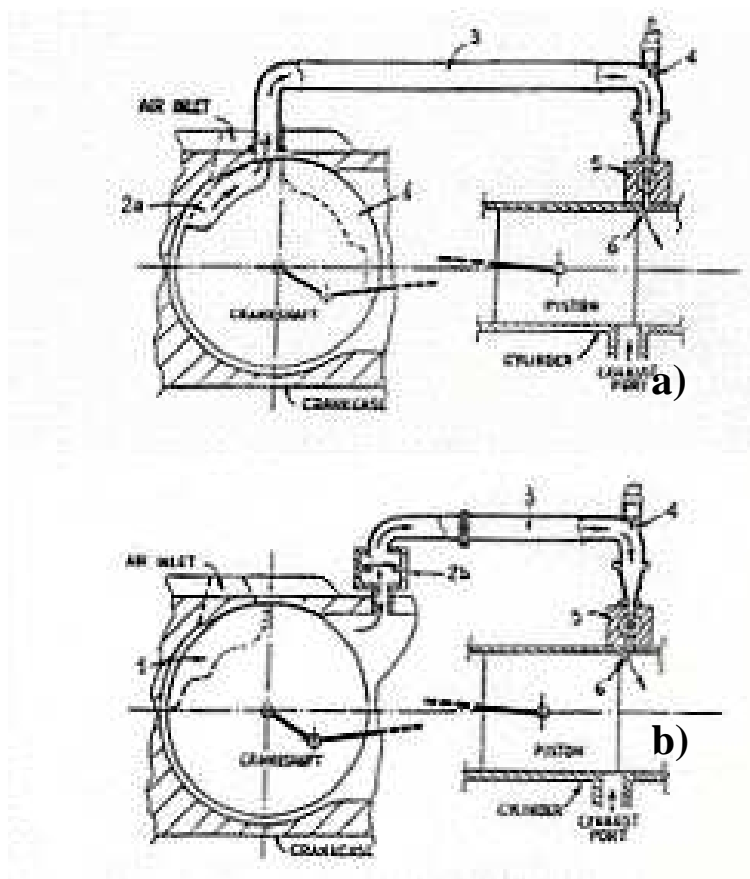


Figura 2.6: Sistema pumpless a) con valvola rotante al carter pompa b) con valvola a lamelle al carter pompa. 1) valvola rotante d'ingresso 2-a) valvola rotante tra carter pompa e condotto dell'aria 2-b) valvola a lamelle tra carter pompa e condotto dell'aria 3) condotto dell'aria 4) elettroiniettore 5) valvola rotante di iniezione 6) luce di iniezione

3) Il motore dell'Institut Francais du Pétrole [IAPAC]. L'IFP ha sviluppato un sistema che, come il sistema pumpless, sfrutta l'aria compressa dal carter-pompa per "assistere" l'iniezione del combustibile. La differenza è che l'iniezione avviene a monte di una valvola a fungo posta sulla testa del motore e aperta da una camma. Tale sistema, denominato IAPAC (dal francese Injection Assistée Par Air Comprimée) ([11],[12],[13]) è schematizzato nella *Figura 2.7*.

Da questa si può facilmente comprendere il principio di funzionamento: il carter riempie con aria compressa tramite una valvola a lamelle un serbatoio di accumulo. Da qui l'aria fluisce nel cilindro all'apertura della valvola a fungo. Un iniettore a bassa pressione inietta una data quantità di combustibile, che va a depositarsi sul corpo della valvola. In questo modo il combustibile ha un certo tempo di permanenza sulla valvola che permette una parziale evaporazione prima dell'apertura della valvola. La qualità del getto aria-benzina è ulteriormente migliorata dalla forma a tubo di Venturi della sede valvola. La restante parte di benzina non evaporata avrà il tempo necessario per evaporare nel cilindro. Da notare, anche in questo caso, l'estrema importanza della posizione di valvola e iniettore che devono essere sufficientemente lontani dalla luce di scarico, per ridurre al

massimo i pericoli di cortocircuito. Anche in questo caso, data la bassa pressione di iniezione, più o meno la stessa del sistema pumpless, non è possibile realizzare la stratificazione della carica.

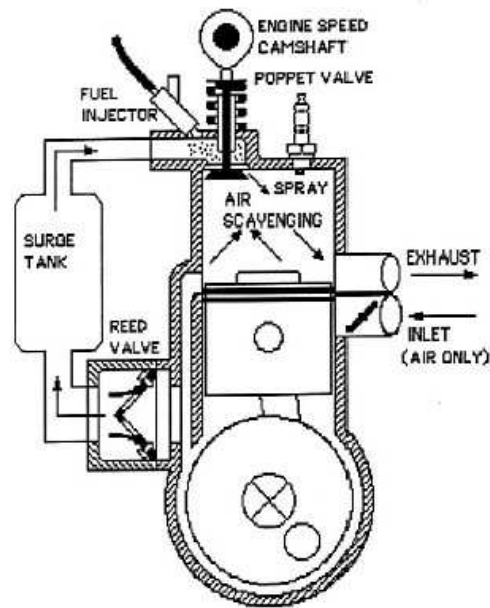


Figura 2.7: Motore IAPAC

Dai risultati al banco prova, ottenuti con un motore monocilindrico di 250 cm³, si evince che la potenza massima raggiunta è di 11 kW a 4500 rpm, con una potenza specifica di 44 kW/litro.

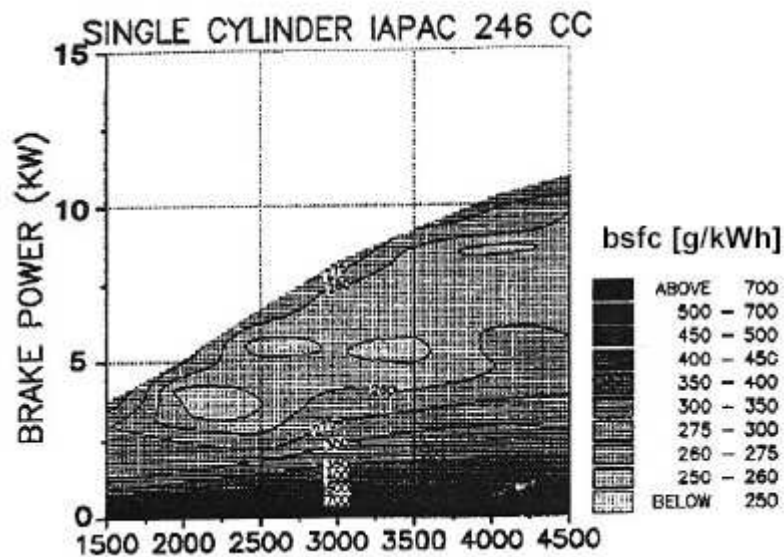


Figura 2.8: BSFC del motore IAPAC

Riassumendo, gli svantaggi di questo sistema di iniezione sono:

- 1) Motore costruttivamente complicato e quindi costoso.

- 2) Non si ha la possibilità di ottenere la stratificazione, poiché si deve iniettare molto in anticipo rispetto al PMS per effetto delle basse pressioni di iniezione.

3) Sistema di iniezione diretta ORBITAL. Il cuore di questo sistema è un iniettore comandato da un solenoide che inietta una miscela aria-combustibile finemente polverizzata direttamente nella camera di combustione (*Figura 2.9* illustra il gruppo d'iniezione).

Un iniettore che inietta soltanto benzina invia una quantità controllata di combustibile a 600 kPa nella camera di iniezione in corrispondenza dell'iniettore ad aria. Quando l'iniettore ad aria si apre inietta la miscela di aria e benzina sotto forma di una nuvola finemente polverizzata a 500 kPa. Le piccole dimensioni delle particelle che si possono ottenere con questo sistema a media pressione permettono un'evaporazione molto veloce del combustibile, minimizzando il tempo per la preparazione della miscela all'interno del cilindro([15],[16]). In questo sistema la durata di apertura dell'iniettore liquido determina la quantità di carburante che viene iniettato mentre l'apertura dell'iniettore ad aria determina la fase della iniezione. Questo sistema, in combinazione con un'adeguata forma della testata e del cielo del pistone, entro certi limiti permette la stratificazione della carica.

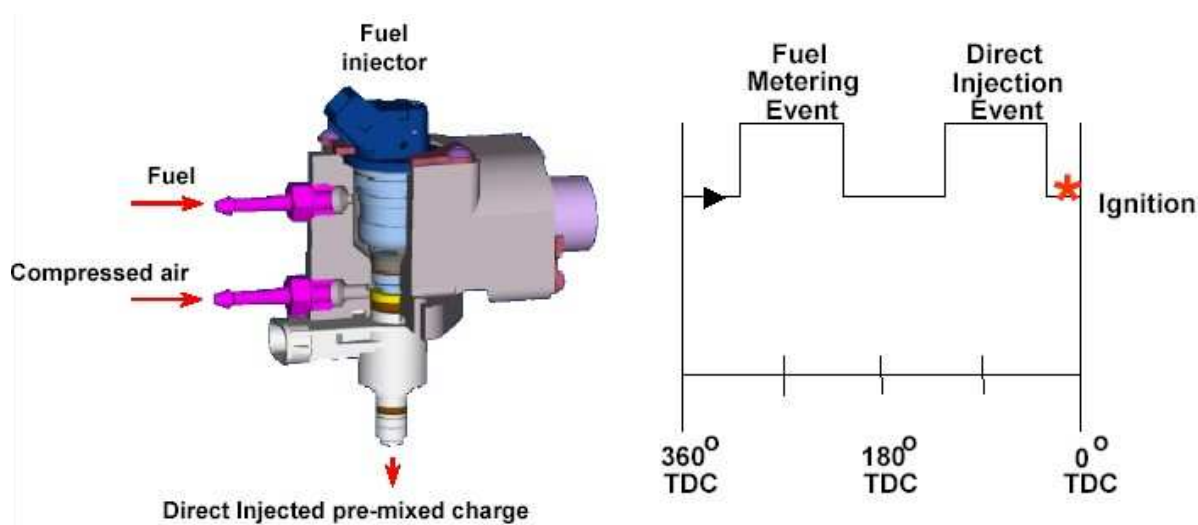


Figura 2.9: Gruppo di iniezione ORBITAL e sequenza di iniezione

L'aria compressa richiesta per il processo d'iniezione è fornita generalmente da un piccolo compressore a stantuffo azionato da una camma posta sull'albero motore come mostrato in *Figura 2.10*.

Il combustibile è invece fornito da una pompa convenzionale operante ad una pressione compresa tra 6,2 e 7,2 bar (*Figura 2.11*). Il sistema è dotato anche di un dispositivo in grado di rilevare la pressione dell'aria in modo tale da garantire sempre una certa differenza di pressione.

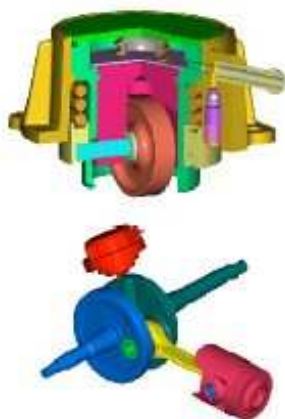


Figura 2.10: *Compressore ORBITAL*

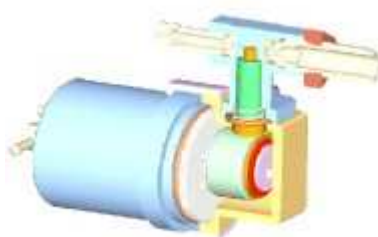


Figura 2.11: *Pompa della benzina del sistema ORBITAL*

I risultati di questo sistema sono piuttosto buoni: bassi consumi specifici (si può raggiungere un'economia fino al 20% rispetto a motori 2T convenzionali, con valori minimi che si aggirano su 300 g/kWh), e una forte riduzione delle emissioni di HC e CO.

Questo sistema è stato adottato da Aprilia (Di-Tech) e successivamente da Piaggio (Pure-Jet); gli inconvenienti di questo sistema sono molteplici, tra i quali si ricorda:

- 1) la pressione di iniezione si aggira attorno ai 600 kPa e quindi non è possibile ritardare molto la fase di iniezione, poiché la pressione all'interno del cilindro sale rapidamente dopo la chiusura dello scarico. Del resto, innalzare la pressione di iniezione con un sistema air assisted comporterebbe una spesa di lavoro eccessivo come accennato precedentemente.
- 2) L'iniettore tende a sporcarsi poiché ai bassi carichi, per mantenere un minimo di stratificazione, si deve accendere molto in anticipo quando l'iniettore è ancora aperto: questo implica che parte dei gas combusti entrano all'interno dell'iniettore stesso, formando depositi carboniosi ([17],[18]); inoltre un'accensione anticipata pregiudica il rendimento del motore aumentandone i consumi.
- 3) Il sistema risulta sensibile alle occlusioni allo scarico, poiché queste causano un aumento della pressione più veloce all'interno del cilindro.
- 4) L'intero sistema risulta complesso e costoso.

2.2.3: Sistemi di iniezione diretta liquida per due tempi ad accensione comandata

1) Sistema di iniezione FICHT. La modalità con cui viene fornita pressione al fluido è abbastanza semplice ed intuitiva. Tenendo presente le *Figura 2.12* e *Figura 2.13*, il combustibile viene dapprima pompato all'interno del piccolo cilindro dell'iniettore (6) mentre lo stantuffo pompa (2) si porta al punto morto per poi essere accelerato dal solenoide (1) sempre mantenendo la valvola (3) aperta. Lo stantuffo nel suo moto chiude la valvola (3), la pressione del combustibile si innalza per effetto dell'urto dello stantuffo causando l'inizio dell'iniezione [19].

Il sistema ha il pregio di raggiungere il completamento dell'iniezione in breve tempo, oltre ad avere buone caratteristiche dello spray, tali da garantire elevata efficienza e bassi consumi.

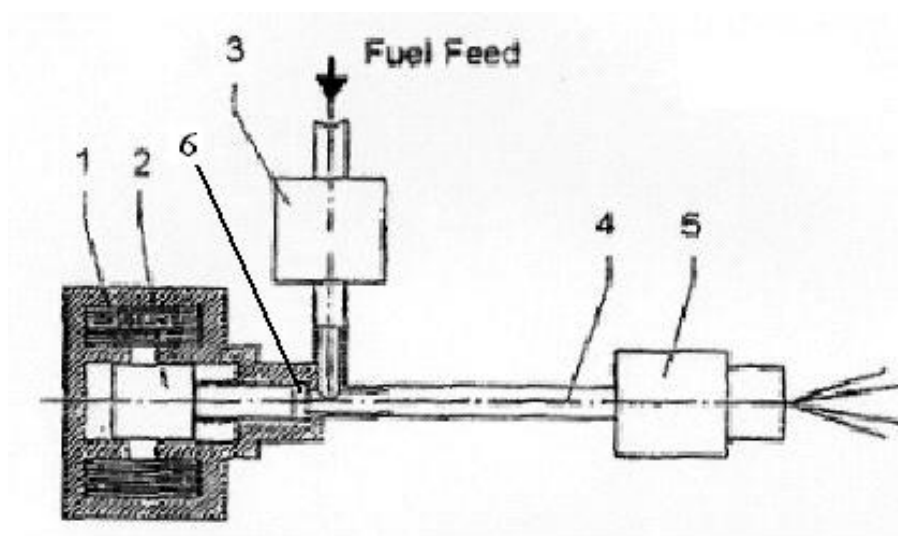


Figura 2.12: Schema dell'iniettore FICHT: 1) Elettromagnete 2) Pistone di iniezione 3) Valvola di controllo 4) Condotto in pressione 5) foro di iniezione 6) cilindretto

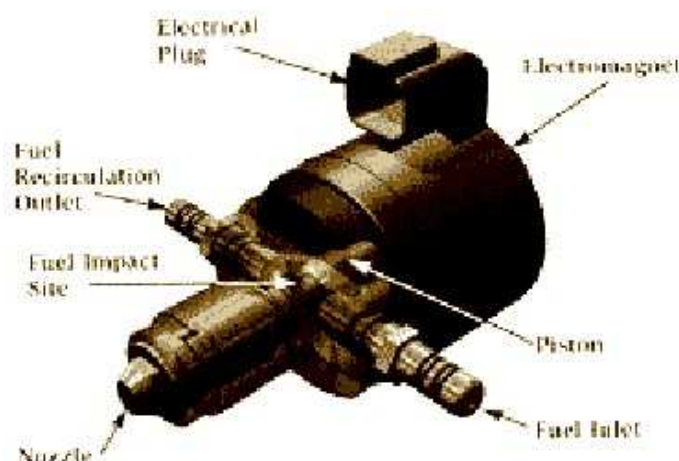


Figura 2.13: Vista di un iniettore FICHT

Complessivamente il sistema risulta composto da pochi elementi di piccolo ingombro e di forma allungata che si adatta all'alloggiamento nella testata di un piccolo motore. Inoltre presenta le

seguenti favorevoli caratteristiche, alcune delle quali particolarmente adatte ai piccoli motori a due tempi.

- La pressione d'iniezione, e quindi la qualità dello spray di combustibile, è indipendente dalla quantità di combustibile iniettata e dalla velocità del motore
- L'iniezione è molto breve (0.5-1.5 ms)
- Possono essere iniettate sia piccole che grandi quantità di combustibile ($<1 \text{ mm}^3$ fino a circa 50 mm^3)
- Il sistema può essere totalmente controllato in maniera elettronica, poiché è meccanicamente disaccoppiato dal motore
- Sono possibili velocità di rotazione del motore molto elevate ($>10000 \text{ g/min}$), grazie al breve tempo necessario all'iniezione e all'inerzia elettro-magnetomeccanica relativamente bassa.

Il sistema d'iniezione Ficht ha trovato applicazione commerciale, nei motori marini fuori bordo MERCURY, i quali forniscono prestazioni interessanti, quali consumi ed emissioni comparabili con quelli dei motori quattro tempi, con notevoli vantaggi però per quanto riguarda la complessità e gli ingombri.

Gli svantaggi principali di questo sistema sono:

- 1) Legge non lineare che lega il segnale di comando con la quantità di benzina iniettata e quindi criticità nel controllo.
- 2) Se la molla della valvola in testa all'iniettore si snerva, la portata varia in misura notevole.
- 3) L'iniezione non avviene a pressione costante e questo ha come conseguenza una dispersione del diametro medio di Sauter delle gocce. Questo porta ad una diversa penetrazione e velocità del getto, il che penalizza la stratificazione della carica.
- 4) Scarsa ripetibilità delle caratteristiche dell'iniezione.

2) Sistema di iniezione diretta Ram Tuned. Il principio di funzionamento di questo sistema si basa sul ben noto fenomeno detto comunemente del colpo d'ariete: un generico fluido, in movimento e arrestato improvvisamente, dà luogo ad un'onda di pressione. Un'analisi del fenomeno dal punto di vista teorico è piuttosto complicata, in quanto risulta fondamentale la descrizione della risposta elastica all'impulso del sistema, intendendo con sistema non solo il fluido in questione ma anche le pareti che lo contengono. L'unico modo per analizzare quantitativamente il colpo d'ariete per poi sfruttarlo in un sistema d'iniezione è la sperimentazione diretta, da cui si ottengono risultati sull'effettiva risposta.

Lo schema del sistema Ram Tuned è mostrato in *Figura 2.14* ed è composto da elementi abbastanza comuni e facilmente reperibili sul mercato.

Le fasi in cui si svolge il ciclo d'iniezione sono sostanzialmente tre. In una prima fase, la valvola a solenoide è chiusa, impedendo così il passaggio di combustibile nel circuito secondario (filtro-pompa-regolatore di pressione-accumulatore di pressione-valvola di smorzamento-tubo di accelerazione-linea di ritorno, e cioè il circuito segnato in blu nella *Figura 2.14*). Quindi, il fluido passerà soltanto lungo il circuito primario (filtro-pompa-regolatore di pressione-linea di riversamento, cioè circuito in rosso della *Figura 2.14*), grazie all'azione di una pompa che fornisce un valore di pressione generalmente fissato tra 4 e 6 bar, ritornando direttamente al serbatoio.

La seconda fase prende inizio nel momento in cui viene aperta la valvola a solenoide grazie al comando generato da una centralina elettronica. A questo punto il combustibile è libero di muoversi attraverso il circuito secondario, accelerando fino al momento in cui viene chiusa di nuovo la valvola solenoide.

La terza ed ultima fase inizia con l'impatto del fluido in movimento con la valvola, seguito da una crescita immediata della pressione fino a valori massimi prossimi ai 5-6 MPa. Il segnale di pressione si propaga come un'onda alla velocità del suono all'interno delle tubazioni, raggiungendo in particolare l'iniettore. La pressione vince la forza di una molla tarata che tiene lo spillo in posizione tale da chiudere il foro di uscita. Si ha quindi lo spostamento dello spillo e l'inizio dell'iniezione. L'onda generata si propaga anche in direzione opposta della corrente fluida, raggiungendo un dispositivo di smorzamento in grado di assorbire parte dell'energia. Una volta finito l'effetto del colpo d'ariete in breve tempo il sistema si stabilizza di nuovo ritornando alle condizioni iniziali ([20],[21]). Occorre sottolineare che questo dispositivo ha un principio di funzionamento simile a quello del sistema del fitch, nel senso che viene sfruttato nel Ram Tuned il fenomeno del colpo d'ariete, mentre nel sistema Ficht il fenomeno della massa battente. In entrambi i casi comunque si ha una trasformazione di energia cinetica in energia di pressione.

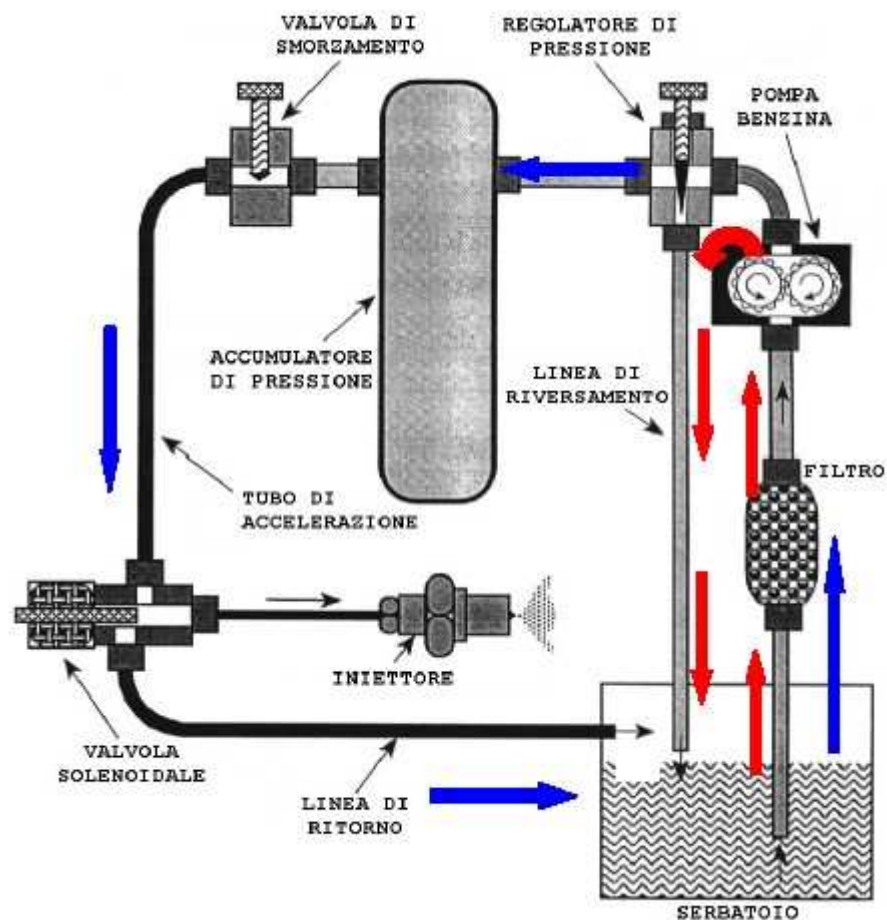


Figura 2.14: *Schema del sistema Ram Tuned*

La difficoltà che si riscontra nell'utilizzare questo sistema è iniettare la desiderata quantità di combustibile regolando il sistema in funzione delle diverse esigenze di carico. Sperimentalmente, si è notato che, all'aumentare della velocità del fluido prima della chiusura della valvola, si ottiene un aumento del valore massimo dell'onda di pressione mantenendo però una durata pressoché costante del picco. Questo ovviamente si traduce in un maggiore volume di iniezione in quanto, aumentando il salto di pressione tra combustibile iniettato ed aria nella camera di combustione, aumenta la portata iniettata. L'aumento della velocità del fluido si ottiene anticipando l'apertura della valvola solenoide. Tutto questo viene gestito da una centralina elettronica, da cui partono i segnali di apertura e chiusura della valvola solenoide, segnale con il quale si può gestire completamente il sistema di iniezione (sia per quanto riguarda l'istante in cui effettuare l'iniezione sia per quanto riguarda la quantità di combustibile da iniettare).

Attraverso prove sperimentali si è verificato che le caratteristiche dell'onda di pressione sono indipendenti dalla frequenza di funzionamento (in una gamma piuttosto ampia che va da 1 Hz fino a 200 Hz). Inoltre le elevate pressioni raggiunte scongiurano il rischio di accumulo di combustibile

nell'ultima fase d'iniezione in corrispondenza dell'iniettore, problema che porta alla presenza di HC nelle emissioni allo scarico.

Allo spray, di forma conica con angolo di apertura dipendente dalla geometria del complesso spillo-sede, viene impartita anche una componente rotatoria di *swirl* (moto rotatorio attorno all'asse del foro di uscita) in modo tale che l'energia posseduta dal combustibile iniettato porti ad una buona polverizzazione ma non ad un'elevata penetrazione (i motori a cui si fa riferimento sono di piccola cilindrata)..

Va però detto che questo sistema ha difetti simili al FICHT, aggravati dall'alta sensibilità alle eventuali bolle d'aria nei condotti.

3) Iniezione liquida con elettroiniettore. Questo metodo segue gli stessi principi operativi dei comuni dispositivi elettronici per iniezione indiretta, con la sola differenza di una più alta pressione di alimentazione che implica pompe ed iniettori specifici. La pompa, di tipo alternativo, fornisce la pressione di iniezione, mentre l'iniettore elettromagnetico inietta la benzina nel cilindro ([22],[23]). Questo sistema consente pressioni di iniezione superiori a 14 MPa con una corrispondenza abbastanza lineare tra durata dell'iniezione e quantità di carburante iniettato. La stratificazione della carica è possibile grazie alle elevate pressioni. Iniettori di questo tipo sono già montati su motori GDI a quattro tempi ([24],[25]) ma sono poco utilizzati nei motori a due tempi.

2.3: Iniettori

Gli iniettori utilizzati per l' iniezione diretta nei motori A.C. possono essere raggruppati in tre categorie (*Figura 2.15*) :

- Iniettori Swirl
- Iniettori Pintle
- Iniettori Multi-hole.

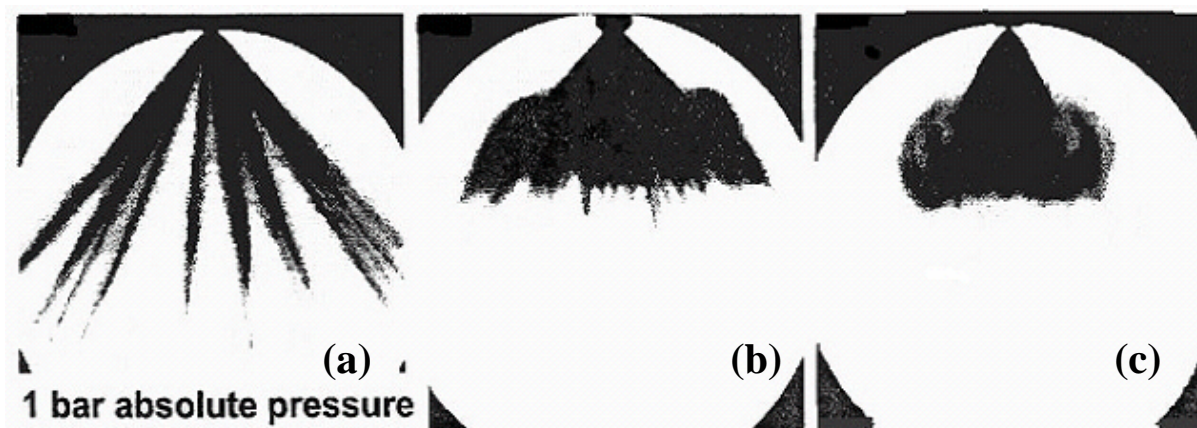


Figura 2.15: Immagini dello spray prodotte da i vari tipi di iniettori ottenute mediante fotocamera ad alta velocità (pressione ambiente di iniezione: 1 bar): a) iniettore multi hole b) iniettore pintle c) iniettore swirl

2.3.1: L'iniettore swirl

Gli iniettori swirl (Figura 2.16) sono caratterizzati dalla presenza di camere alle quali arriva la benzina in pressione. Queste camere immettono in una camera circolare centrale, detta camera di swirl, attraverso dei condotti che vi entrano tangenzialmente. In questa maniera, quando lo spillo apre il foro di uscita spostandosi verso l'interno, il combustibile acquista un moto rotatorio attorno all'asse dell'iniettore. Questo iniettore rende quindi possibile una buona polverizzazione anche con pressioni di iniezione relativamente basse (Figura 2.17), essendo dotato il fluido di un'elevata componente tangenziale.

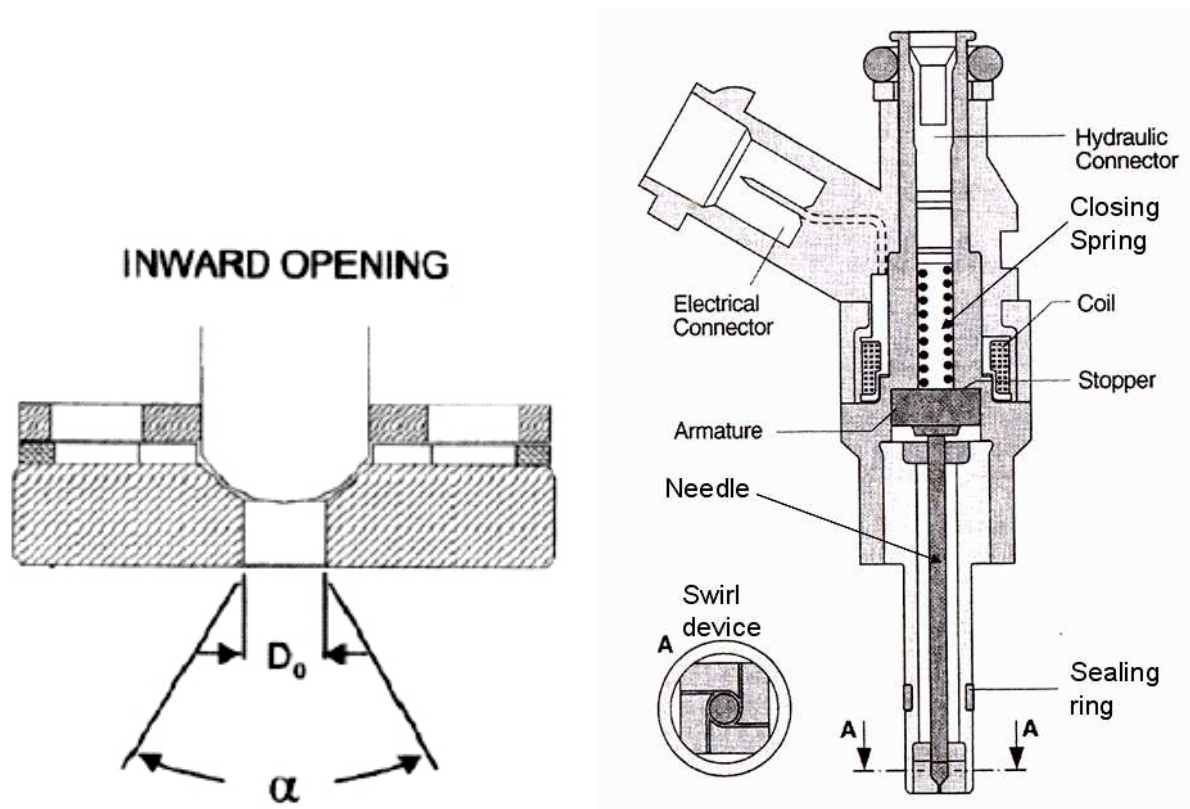


Figura 2.16: Schema di un iniettore swirl

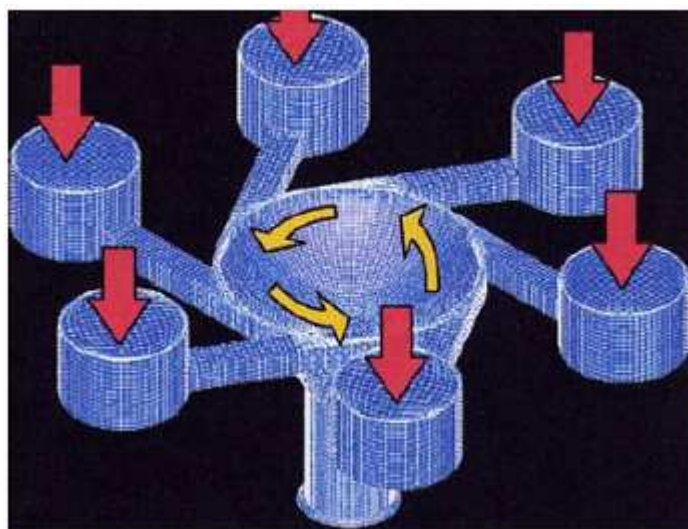


Figura 2.17: *Evoluzione del fluido all'interno della camera di swirl*

All'uscita dall'ugello lo spray è costituito da un cono vuoto (hollow cone) per effetto della forza centrifuga. L'angolo di apertura massima di questo cono varia tra 45° e 115° per il cono esterno, 20° e 65° per quello interno ed è molto influenzata dalla pressione dell'ambiente di iniezione.

L'apertura del cono dipende inoltre dal tempo. La prima parte di combustibile iniettato infatti è già presente nella camera di swirl e quindi non risente del moto rotatorio. Ne risulta che esce senza formare il cono vuoto. La benzina che esce successivamente invece risente sempre più del moto rotatorio e aumenta l'apertura del cono fino ad un valore massimo che viene mantenuto a regime. Tale valore massimo dipende quindi anche dalla massa di combustibile da iniettare. Ai carichi molto bassi infatti, data la modesta quantità di carburante iniettato, in pratica si inietta solo la benzina che è rimasta intrappolata nella camera di "swirl" nel ciclo precedente e che ha perso il moto rotatorio. In questo modo lo spray non è più soggetto ad azioni centrifughe ed esce perciò dall'ugello come un getto, senza aprirsi.

Un difetto di questa geometria è che il foro di uscita è soggetto ad accumulo di depositi carboniosi se la testa dell'iniettore è sottoposta a temperature elevate.

Questa tipologia di iniettore è stata adottata per il motore a due tempi studiato al Dipartimento di Energetica dell'Università di Pisa e sul quale si concentra il presente lavoro.

2.3.2: Iniettore multi-hole

Si tratta di una tipologia di iniettori in fase di evoluzione. Lo spillo chiude un foro allo sbocco del quale è presente un volume di raccolta (sac-volume). A valle del sac-volume si hanno dei fori (*Figura 2.18*) da ognuno dei quali esce un getto a forma di spray (*Figura 2.19*)

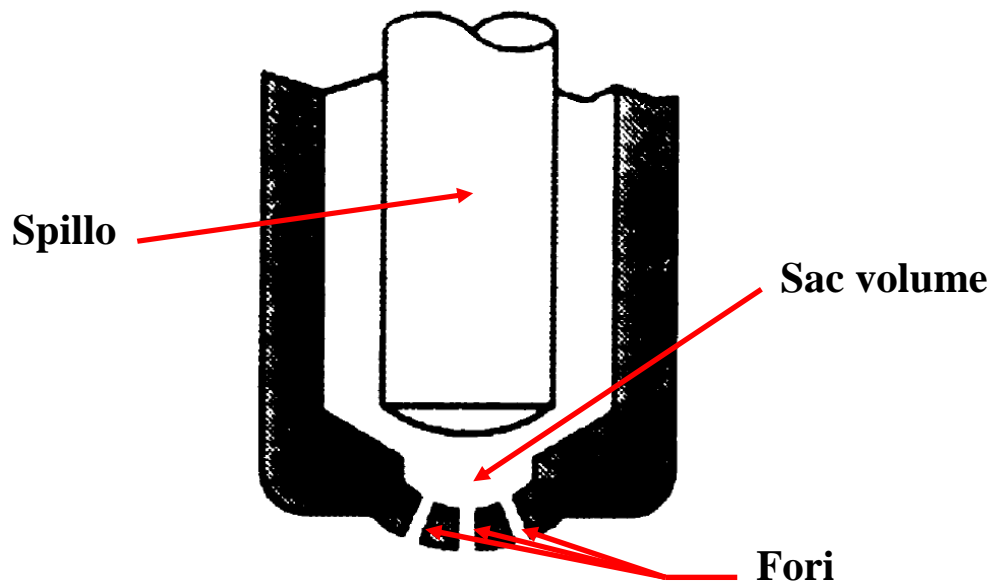


Figura 2.18: *Schema della testa di un iniettore multi hole*



Figura 2.19: *Foto dello spray di un iniettore multi-hole*

L'iniettore multi-hole trova nella sua versatilità il suo principale pregio. Esso infatti, potendo orientare i vari fori in maniera piuttosto indipendente, può esser posto in camera di combustione dove più conviene. Questo aspetto è particolarmente sentito sui motori a quattro tempi nei quali si ha poco posto sulla testa per non ridurre troppo il diametro delle valvole e si deve evitare l'impingement dello spray nella parete del cilindro sulle valvole stesse. Ciò non è sempre facile da ottenere con gli altri tipi di iniettore

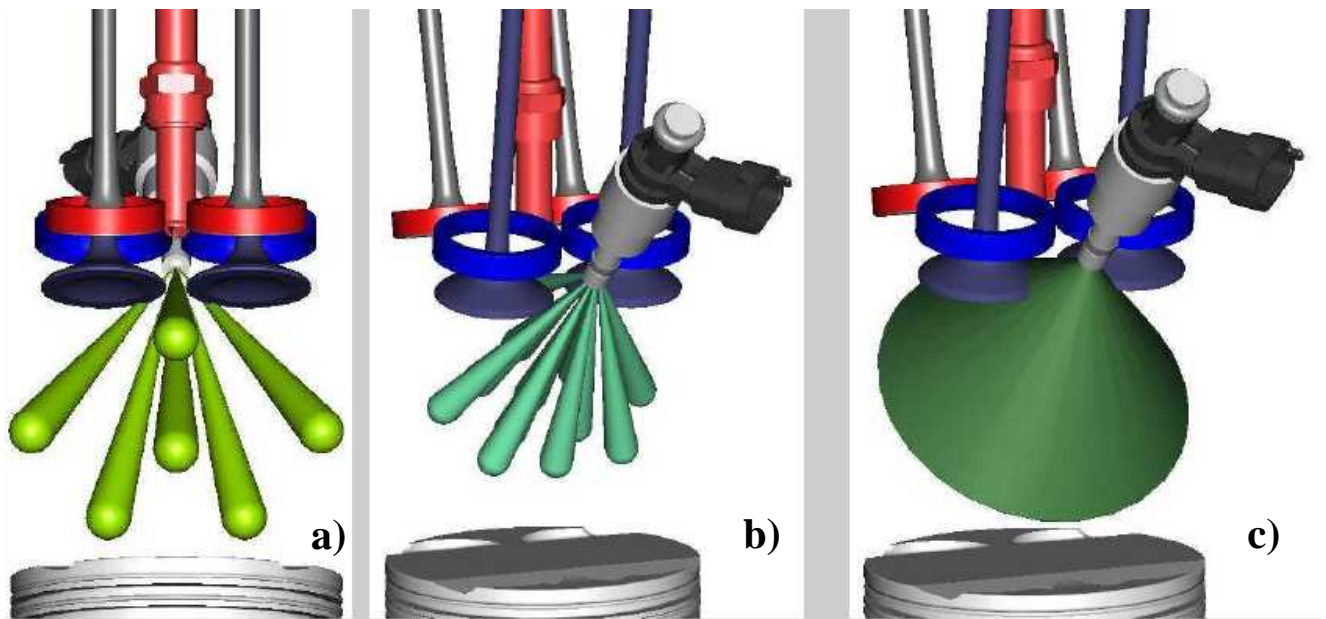


Figura 2.20: *Disposizione in un motore a quattro tempi di un iniettore multi-hole con 6 fori a) con 12 fori b) e di un hollow cone c)*

I principali difetti dell'iniettore multi-hole sono la grande sensibilità ai depositi carboniosi che si possono formare nel sac-volume. Per contro il diametro dei fori molto ridotto garantisce fin da subito gocce relativamente piccole e una buona evaporazione. L'iniettore multi-hole si dimostra inoltre poco adatto ai motori di piccola cilindrata per la difficoltà di realizzare piccole portate a causa del fatto che, avendo più fori, si ha un diametro minimo realizzabile oltre il quale si avrebbero tecnologici per ottenerlo[26].

2.3.3:Iniettore pintle

Ha un sistema di apertura dello spillo verso l'esterno che lo rende particolarmente idoneo ad un'attuazione di tipo piezoelettrica caratterizzato da alzata molto piccole (*Figura 2.21*).

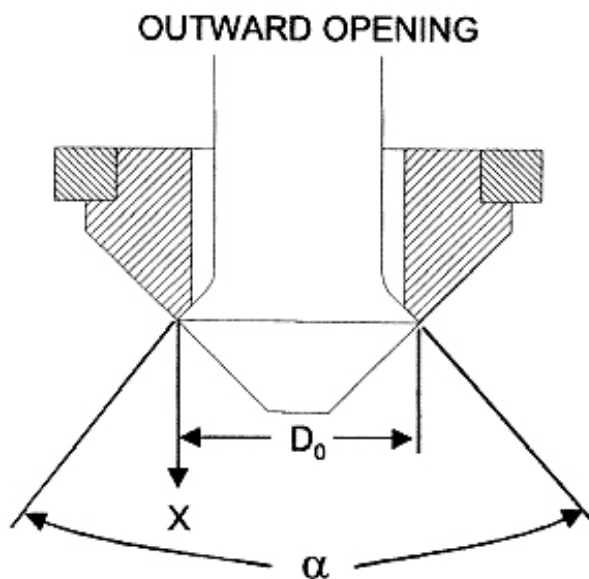


Figura 2.21: Schema della parte terminale di un iniettore Pintle

In tal caso lo spillo (needle), si apre spinto da materiale piezoelettrico che vince il precarico di una molla di tenuta (Figura 2.22).

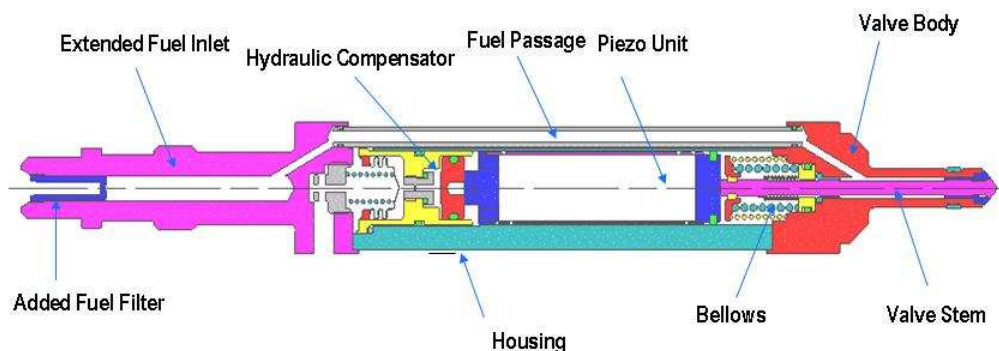


Figura 2.22: Schema di un iniettore pintle piezo

All'apertura lo spillo forma con la sede una stretta luce anulare di passaggio generando così uno spray a forma di cono vuoto. L'ampiezza di tale luce anulare è in genere di poche decine di micron e di conseguenza lo spray, nelle immediate vicinanze della zona di uscita, è costituito da un sottilissima lamina di film liquido. Tale lamina ad una certa distanza dal foro di uscita, inizia a frantumarsi in gocce di piccolissime dimensioni grazie al processo detto di breakup primario (rottura del film liquido in gocce). Per la sua conformazione geometrica, la resistenza di questo tipo di iniettore alle incrostazioni di depositi carboniosi è elevata e la polverizzazione è molto buona (viste anche le elevate pressioni di iniezione ottenibili) anche se dipendente dalla interazione con l'atmosfera presente in camera. La forma dello spray generato è legata solo alla geometria della punta dell'iniettore e alla contropressione in camera e di conseguenza il cono prodotto risulta molto

stabile al variare delle condizioni operative. Questa caratteristica è di fondamentale importanza per estendere il funzionamento del motore in stratificato e rende questa tipologia di iniettori compatibile con il metodo di stratificazione spray-guided. L'attuazione, come già accennato, viene effettuata tramite del materiale piezoelettrico che, se sottoposto a tensione, si allunga molto rapidamente generando una forte spinta. I vantaggi di questa soluzione rispetto al tradizionale comando con solenoide sono molteplici:

- tempi di risposta molto bassi, nell'intorno dei 50 μ s
- Piccolissimo diametro delle gocce immesse in camera
- grandi forze di spinta, superiori ai 2000 N

I bassissimi tempi di risposta permettono di effettuare iniezioni multiple molto ravvicinate e con leggi di iniezione molto strette e brevissimi transitori di apertura e chiusura. Le grandi forze di attuazione permettono invece di elevare il valore della pressione di iniezione molto al disopra dei 100 bar, con conseguenze positive sulla polverizzazione e sulla stabilità dello spray generato. Questi tipi di iniettore sono in fase avanzata di studio e il loro uso nei motori di serie ad iniezione diretta di benzina è in forte sviluppo, mentre il loro utilizzo per i motori Diesel è già diffuso da qualche tempo [26].

Capitolo 3:Scopo dello studio

3.1:Premessa

In passato sono stati svolti, presso il Dipartimento di Energetica della Facoltà di Ingegneria dell'Università degli Studi di Pisa, alcuni studi CFD riguardanti la geometria ottimale per la camera di combustione di un motore di 50 cm³ a due tempi, iniezione diretta e carica stratificata. Il modello CFD dello spray realizzato per questo scopo non ha però potuto tener conto né dei transitori né di altri effetti che non potevano esser conosciuti a priori per carenza di dati sperimentali. Il modello che ne è risultato è quello rappresentato in *Figura 3.1*.

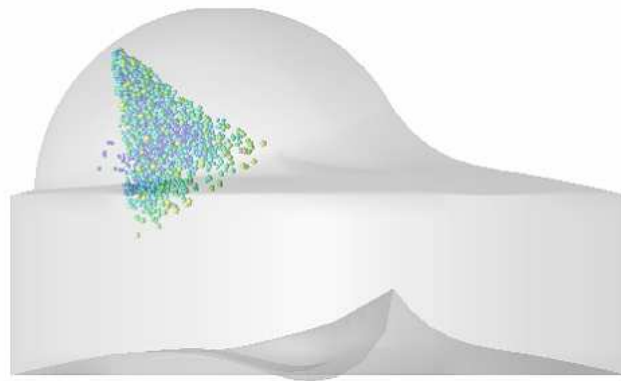


Figura 3.1:Primo modello di spray

Con questi limiti sono state anche individuate le caratteristiche che avrebbe dovuto avere lo spray per il buon funzionamento del motore. Sulla base di questi studi e dei loro risultati è stata scritta una specifica tecnica, data alla Siemens VDO, affinché realizzasse l'iniettore desiderato[1].

3.2:Descrizione dell'iniettore

La Siemens VDO ha realizzato l'iniettore partendo dall'iniettore swirl di serie *DEKA XLI* (*Figura 3.2*) e sostituendo la testa con una che avesse il diametro del foro di uscita di 0,2 mm invece degli 0,4 mm originali. Il resto dell'iniettore non è stato inizialmente modificato.

Dal punto di vista meccanico l'iniettore è costituito (*Figura 3.3*) internamente da uno spillo conico che, in condizioni di riposo, chiude il foro di passaggio del combustibile, e dalla molla che garantisce la forza di chiusura.



Figura 3.2: *Iniettore Siemens DEKA XL impiegato per la sperimentazione*

Lo spillo, al momento del passaggio della corrente, è richiamato verso l'alto dalla forza magnetica creata dal solenoide; una volta cessato il segnale elettrico, lo spillo torna in posizione di riposo.

La struttura portante dell'iniettore è formata da tre elementi metallici assial-simmetrici saldati tra loro. All'interno si trova lo spillo e la molla, mentre all'esterno, annegato in una speciale resina, si trova la bobina del solenoide. Questa è protetta esternamente da un guscio sottile di metallo, saldato anch'esso agli altri elementi, che chiude il circuito magnetico. Il guscio è poi protetto da uno strato di plastica [27].

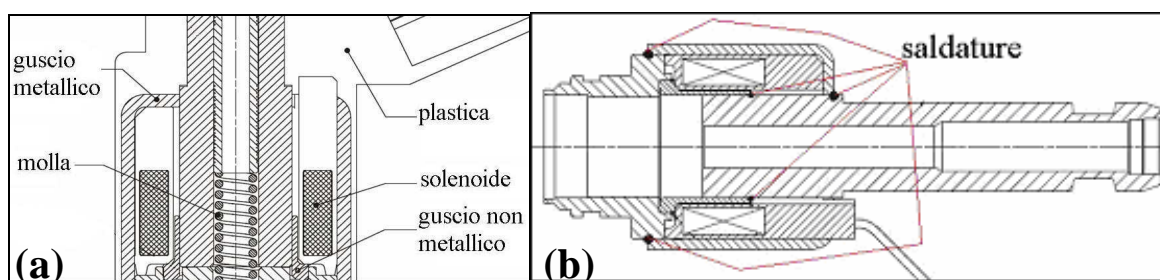


Figura 3.3: *Sezione dell'iniettore a) con involucro di plastica e b) senza*

3.3:Prima analisi dello spray

Per verificare che il comportamento dell'iniettore fosse quello desiderato, sono stati effettuati dei test sull'iniettore al variare di frequenza di alimentazione, contropressione e tempo di mantenimento.

Facendo variare la frequenza di alimentazione è stato notato che le caratteristiche elettriche dell'iniettore, presentate in *Tabella 3.1*, non erano adatte all'applicazione per la quale doveva esser utilizzato.

Φ_{filo}	0,3	[mm]
n° spire	200	[n°]
in C.C.	2,4	R [Ω]
in A.C. (a 100 Hz)	1,5	L [mH]
	518	C [μF]
	4,5	Z [Ω]

Tabella 3.1: Caratteristiche elettriche dell'iniettore Siemens DEKA XL1 con solenoide standard

L'iniettore infatti, se alimentato con frequenze superiori ai 100 Hz, caratteristiche degli alti regimi di rotazione, tendeva a surriscaldarsi. E' stato allora cambiato il filo dell'avvolgimento con uno di diametro maggiore (per ridurre la resistenza dell'avvolgimento e quindi il calore prodotto per effetto Joule) ed è stato aumentato il numero di spire [27]. Le nuove caratteristiche sono riportate in *Tabella 3.2*

Φ_{filo}	0,4	[mm]
n° spire	260	[n°]
in C.C.	1,5	R [Ω]
in A.C. (a 100 Hz)	2,2	L [mH]

Tabella 3.2 :Caratteristiche elettriche dell'iniettore Siemens DEKA XL1 con solenoide modificato

Sono state poi realizzate delle visualizzazioni attraverso le quali sono stati messi in evidenza i comportamenti caratteristici degli iniettori swirl. A tali comportamenti si è già fatto cenno già accennati nel paragrafo 2.3.3 e qui si ricordano per comodità del lettore:

- Angolo di apertura del cono dello spray che varia nel tempo per effetto del transitorio di apertura e di chiusura. Una parte della benzina infatti è già presente nella camera di swirl quando viene aperto l'iniettore e quindi, visto che non risente del moto rotatorio, uscendo forma un cono con un angolo di apertura pressoché nullo, a differenza di quella parte di combustibile che invece risente del moto rotatorio. Questo fenomeno è mostrato nella visualizzazione della fase iniziale dello sviluppo dello spray di *Figura 3.4*.

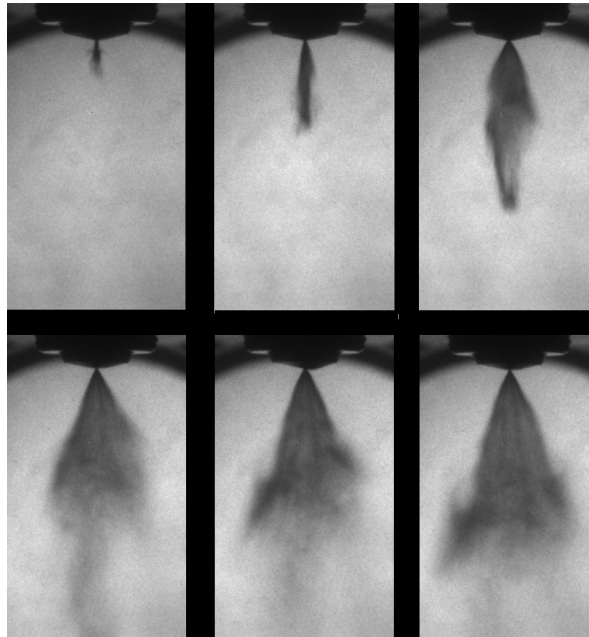


Figura 3.4: Evoluzione dello spray swirl nelle fasi iniziali con una pressione di iniezione di 8 MPa, ed una contropressione di 100 kPa

- Angolo di apertura del cono generato dal combustibile in uscita che diminuisce all'aumentare della contropressione. Anche in questo caso si riportano (*Figura 3.5*) delle immagini illustrative di un confronto della forma dello spray allo stesso istante dall'inizio dell'iniezione e con due contropressioni, rispettivamente 100 kPa e 450 kPa.

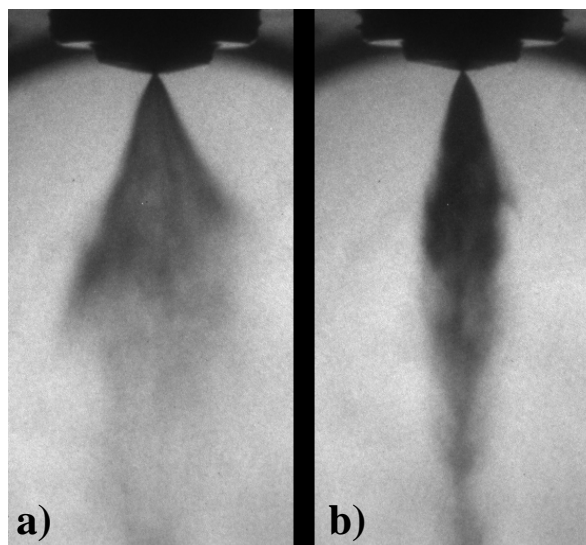


Figura 3.5: Apertura del cono ad 1 ms dall'apertura dell'iniettore: a) con 100 kPa di contropressione
b) con 450 kPa di contropressione

il primo dei due fenomeni, negli studi CFD svolti in precedenza, era stato trascurato, come già detto, poiché in assenza di dati sperimentali sarebbe stato difficile poterlo valutare. Risulta quindi evidente

come il comportamento dell'iniettore reale sia piuttosto diverso da quello del modello di spray utilizzato nei suddetti studi CFD (*Figura 3.6*).

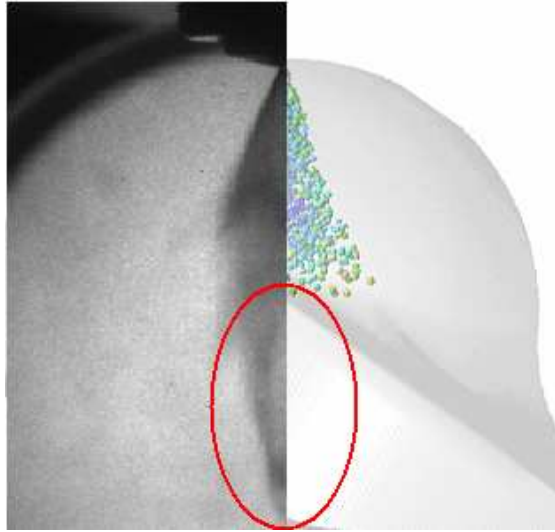


Figura 3.6: Confronto tra lo spray reale e il primo modello sviluppato

3.4: Scopo dello studio

Scopo di questo lavoro è la realizzazione di un modello di spray che tenga conto di tutti i fenomeni legati al funzionamento dell'iniettore in questione e che possa esser utilizzato in tutte le condizioni di funzionamento su un motore generico.

Capitolo 4: Modellazione dello spray

4.1: Scelta dei modelli

Normalmente, quando si parla di modello di spray, s'intende il solo modello di breakup, modello la cui scelta e messa a punto sono determinanti per simulare correttamente il comportamento dello spray. Per prevedere il comportamento del combustibile in camera di combustione, la modellazione del breakup deve essere però accompagnata da quella dell'evaporazione delle gocce e da un modello di impingement e di wallfilm (cioè un modello che calcoli il comportamento del film liquido che si genera per effetto dell'impingement) . Per lo studio di ogni fenomeno è stato opportuno adottare il modello più idoneo selezionato tra i vari modelli disponibili. Per il modello di breakup è stato utilizzato il modello TAB mentre per l'evaporazione e l'impingement sono state utilizzati rispettivamente i modelli Dukovitch e Mundo Sommerfeld. I modelli scelti sono i più avanzati per lo studio delle interazioni dello spray con le pareti. Per il film liquido è stato attivato il modello di wallfilm.

4.1: Il modello di breakup TAB

4.1.1: Generalità

Il modello TAB viene impiegato ormai diffusamente, grazie alla sua semplicità ed ai buoni risultati che può fornire. Si veda a tale proposito *Figura 4.1*. Questo modello si basa sull'analogia di Taylor esistente fra la goccia in equilibrio con il gas circostante ed un sistema meccanico massa molla smorzatore. È stato presentato nel 1987 da O'Rourke e Amsden; essi hanno proposto la soluzione numerica all'equazione differenziale che governa l'analogia di Taylor. Le ipotesi principali del modello sono le seguenti:

1. la goccia inizia a vibrare sotto l'effetto dell'interazione aerodinamica tra la goccia stessa e il gas che la circonda esattamente come un sistema meccanico ad un grado di libertà posto in vibrazione da una forzante esterna
2. la goccia si deforma oscillando intorno alla forma sferica con una frequenza ed una ampiezza che dipendono dall'entità della forza aerodinamica e dalle costanti che rappresentano la rigidità e lo smorzamento del sistema goccia – atmosfera.
3. quando l'ampiezza della deformazione ha superato un certo limite si ha la frantumazione della goccia di partenza.
4. la generazione delle gocce avviene rispettando i principi di conservazione della massa e dell'energia.

5. la distribuzione delle gocce in "pacchetti" detti "parcel" nei quali si ipotizza che le gocce abbiano le stesse caratteristiche e si comportino nella stessa maniera

Si riporta uno schema per spiegare l'analogia:

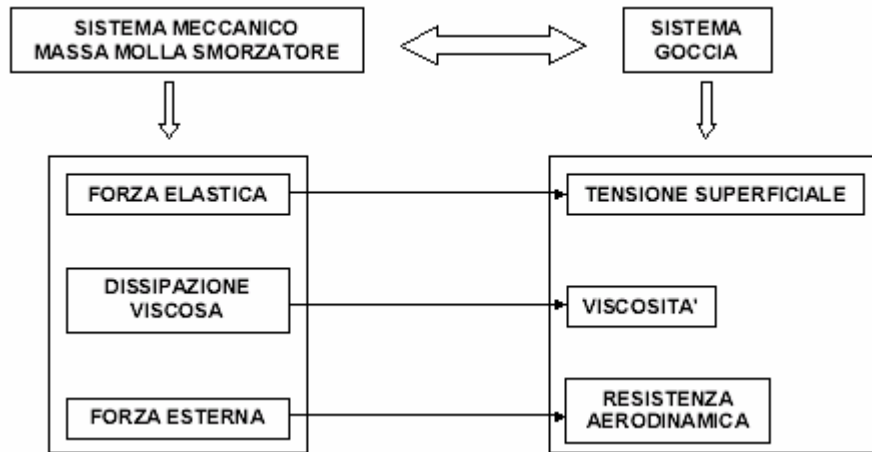


Figura 4.1: schema dell'analogia di Taylor

Attraverso questo modello è possibile riprodurre la realtà fisica del breakup secondario ma non quella del breakup primario, che consiste nella rottura del getto unico di benzina in gocce. Il modello TAB infatti ipotizza che dall'iniettore escano già gocce di diametro imposto che si spezzano poi in gocce più piccole. D'altra parte attualmente non esiste un modello che consenta di passare da un flusso continuo a delle gocce discrete. Nei paragrafi seguenti verrà descritto come il breakup delle gocce sia trattato dal modello.

4.1.2: Analogia di Taylor

L'equazione risolutiva di un sistema vibrante ad un grado di libertà è

$$F = kx + d \cdot \frac{dx}{dt} + m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} \quad 5.1)$$

dove con x è stata indicata la deviazione dalla forma sferica subita dalla goccia (si veda a tale proposito la *Figura 4.2*).

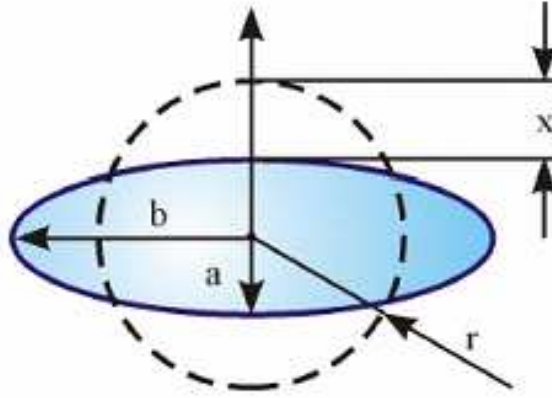


Figura 4.2: deformazione della goccia

Prima di entrare nel merito delle equazioni del modello, si ritiene utile introdurre le grandezze adimensionali impiegate nel seguito della esposizione per caratterizzare le condizioni fisiche dei fluidi di cui si tratterà:

- Numero di Weber:
$$We = \frac{\rho \cdot u^2 \cdot r}{\sigma} \quad 5.2)$$

essendo:

ρ : densità del fluido

σ : tensione superficiale

u : velocità relativa tra goccia e gas circostante

r : raggio della goccia

- Numero di Reynolds:
$$Re = \frac{u \cdot r}{\nu} \quad 5.3)$$

essendo:

ν : viscosità dinamica

Dividendo i termini dell'equazione 5.1 per la massa si hanno le seguenti relazioni:

$$\frac{F}{m} = C_f \cdot \frac{\rho_g \cdot u^2}{\rho_l \cdot r} \quad \frac{k}{m} = C_k \cdot \frac{\sigma}{\rho_l \cdot r^3} \quad \frac{d}{m} = C_d \cdot \frac{\mu_l}{\rho_l \cdot r^2}$$

dove:

ρ_l : densità del liquido

ρ_g : densità del gas

u_l : velocità relativa della goccia rispetto al gas

r : raggio della goccia

σ : tensione superficiale

μ_l : viscosità del liquido

C_f, C_b, C_d : costanti di modello

Si assume che:

- La goccia oscilli in maniera che due punti diametralmente opposti si incontrino.
- Tali punti stiano su una retta che coincide con la direzione del moto.

Con questi assunti si impone che l'oscillazione avvenga in un solo modo proprio. Questa è chiaramente un'approssimazione poiché le gocce hanno vari modi di vibrare ma si rende necessaria per non complicare troppo il modello.

Le oscillazioni con il trascorrere del tempo crescono in ampiezza ed in frequenza fino a raggiungere un valore critico, superato il quale la goccia subisce il processo di breakup. In particolare la rottura avviene quando

$$x > C_b \cdot r$$

con $C_b = 0,5$, quindi la rottura si verifica quando la distorsione (che si definisce come $2 \cdot x$) uguaglia il raggio della goccia.

L'equazione (5.1) è adimensionalizzata ponendo

$$Y = \frac{x}{C_b \cdot r}$$

si ha allora:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{C_f \cdot \rho_g \cdot u^2}{C_b \cdot \rho_l \cdot r^2} - \frac{C_k \cdot \sigma}{\rho_l \cdot r^3} \cdot y - \frac{C_d \cdot \mu_l}{\rho_l \cdot r^2} \cdot \frac{dy}{dt} \quad (5.4)$$

e quindi la condizione di breakup con questa riscrittura diviene $y > 1$.

Supponendo costante la velocità relativa delle gocce e piccolo lo smorzamento (bassa viscosità), l'equazione che descrive la $y(t)$ può essere ricavata dalla (5.4):

$$y(t) = We_c + e^{\frac{t}{t_d}} \cdot \left[(y_0 - We_c) \cos \omega t + \frac{1}{\omega} \left(\frac{dy_0}{dt} + \frac{y_0 - We_c}{t_d} \right) \sin \omega t \right] \quad (5.5)$$

essendo

$$We_c = \frac{C_f}{C_k \cdot C_b} \cdot We \quad 5.6)$$

$$y_0 = y(0)$$

e

$$\frac{dy_0}{dt} = \frac{dy}{dt}(0)$$

$$\frac{1}{t_d} = \frac{C_d \cdot \mu_l}{2 \cdot \rho_l \cdot r^2}$$

$$\omega^2 = C_k \cdot \frac{\sigma}{\rho_l \cdot r^3} - \frac{1}{t_d^2}$$

Il termine u è la velocità relativa tra la goccia e il gas che lo circonda.

4.1.3: Dimensione delle gocce generate

La dimensione delle gocce derivanti dal breakup è determinata uguagliando l'energia della goccia generatrice alla somma delle energie relative alle gocce generate. L'energia della goccia generatrice si calcola con la formula seguente:

$$E_{parent} = 4\pi \cdot r^2 \cdot \sigma + k \cdot \frac{\pi}{3} \cdot \rho_l \cdot r^5 \left[\left(\frac{dy}{dt} \right)^2 + \omega^2 \cdot y^2 \right] \quad 5.7)$$

dove k è il rapporto tra l'energia di distorsione e quella di oscillazione del modo fondamentale. Le gocce generate sono assunte sferiche (non sono distorte e non oscillano) e l'energia ad esse associata è espressa dalla formula:

$$E_{child} = 4\pi \cdot r^2 \cdot \sigma \cdot \frac{r}{r_{32}} + \frac{\pi}{6} \cdot \rho_l \cdot r^5 \cdot \left(\frac{dy}{dt} \right)^2 \quad 5.8)$$

dove r_{32} è il raggio medio di Sauter delle gocce generate e può essere determinato uguagliando le due energie.

Ponendo:

$$y = 1$$

$$\omega^2 = \frac{8 \cdot \sigma}{\rho_i \cdot r^3}$$

si trova

$$r_{32} = \frac{r}{1 + \frac{8 \cdot k \cdot y^2}{20} + \frac{\rho_i \cdot r^3 \cdot (dy/dt)^2}{\sigma} \left(\frac{6k + 5}{120} \right)} \quad 5.9)$$

Determinate le dimensioni delle gocce generate, il loro numero si calcola imponendo la conservazione della massa.

4.1.4: Velocità delle gocce generate

Nel modello TAB si assume che la goccia generata sia caratterizzata da una velocità uguale a quella della goccia generatrice, a cui si somma una componente normale. Quando avviene il breakup, la goccia generatrice vibra in direzione perpendicolare a quella di avanzamento variando la propria dimensione in quella direzione, come raffigurato in *Figura 4.2*, con una velocità pari a :

$$\frac{dx}{dt} = C_b \cdot r \cdot \left(\frac{dy}{dt} \right)$$

Le gocce generate hanno una componente della velocità normale alla traiettoria proporzionale a quella di oscillazione della goccia generatrice. Tale componente, la cui direzione, non essendo definita, deve esser scelta stocasticamente, può essere calcolata tramite la seguente formula:

$$V_{normale} = C_v \cdot C_b \cdot r \cdot \frac{dy}{dt} \quad 5.10)$$

dove C_v è una costante prossima all'unità.

4.1.5: Breakup delle gocce

Vediamo ora come sono calcolate le condizioni per il breakup. È innanzitutto calcolata, per ciascuna goccia, l'ampiezza delle oscillazioni non smorzate ($t_d \rightarrow \infty$) al time-step n-esimo, tramite l'equazione seguente:

$$A = \sqrt{\left(y^n - We_c\right)^2 + \left[\frac{\left(dy/dt\right)^n}{\omega}\right]^2} \quad (5.11)$$

Concordemente all'equazione 5.11, il breakup è possibile solo se è verificata la condizione:

$$We_c + A > 1 \quad (5.12)$$

Se la goccia non soddisfa l'equazione (5.12), il breakup non avviene.

Occorre, a questo punto, trovare una soluzione numerica dell'equazione del moto che permetta di aggiornare ad ogni iterazione del calcolo i valori di y (ampiezza dell'oscillazione) e della sua derivata prima (frequenza dell'oscillazione). Questo lavoro è stato effettuato da O'Rourke e Amsden ed ha condotto alle seguenti equazioni:

$$y^{n+1} = We_c + e^{(\Delta t / t_d)} \left\{ \left(y^n - We_c \right) \cdot \cos \omega t + \frac{1}{\omega} \cdot \left[\left(\frac{dy}{dt} \right)^n + \frac{y^n - We_c}{t_d} \right] \cdot \sin \omega t \right\} \quad (5.13)$$

$$\begin{aligned} \left(\frac{dy}{dt} \right)^{n+1} &= \frac{We_c - y^{n+1}}{t_d} + \omega \cdot e^{-(\Delta t / t_d)} \cdot \\ &\cdot \left\{ \frac{1}{\omega} \cdot \left[\left(\frac{dy}{dt} \right)^n + \frac{y^n - We_c}{t_d} \right] \cdot \cos(\omega \Delta t) - \left(y^n - We_c \right) \cdot \sin(\omega \Delta t) \right\} \end{aligned} \quad (5.14)$$

Il tempo di breakup t_{bu} è quell'intervallo temporale trascorso il quale si raggiungono le condizioni del breakup. L'algoritmo di calcolo si basa sull'aggiornamento del tempo di esistenza della goccia in camera a partire dall'istante in cui questa è stata introdotta o prodotta da un breakup precedente; se nel time-step considerato tale tempo di esistenza supera quello di breakup, si verifica la rottura della goccia. Il valore t_{bu} è il tempo necessario affinché sia $y = 1$ ed è quindi la più piccola radice positiva dell'equazione $y(t) = 1$. Per calcolarlo si trascura l'effetto smorzante della viscosità del liquido. L'algoritmo di calcolo controlla il tempo di permanenza di tutte le gocce presenti in camera ad ogni time step ed esegue il breakup di quelli che hanno superato il t_{bu} . Nel caso in cui un pacchetto subisca breakup, il numero di gocce che esso contiene è aggiornato secondo la seguente formula:

$$Nr^3 = N_0 r_0^3$$

Per le gocce derivanti dal breakup si assume che sia $y = 0$ e $dy/dt = 0$, ovvero si azzerano i parametri di distorsione della goccia[32], [33], [34].

4.2: Messa a punto del modello

Per mettere a punto i parametri del modello si è proceduto per tentativi modificandoli iterativamente in maniera da ottenere risultati compatibili con i dati sperimentali. I dati sperimentali erano stati ottenuti durante un precedente lavoro di prima caratterizzazione dell'iniettore realizzata utilizzando una camera quiescente di prova con tre accessi ottici (*Figura 4.3*) [27], dei quali uno necessario per la telecamera e gli altri due per l'illuminazione dell'interno. Il fenomeno infatti può essere visto in controluce, come nel caso in esame, o illuminato in luce radente; ecco il perché delle due finestre per l'illuminazione.

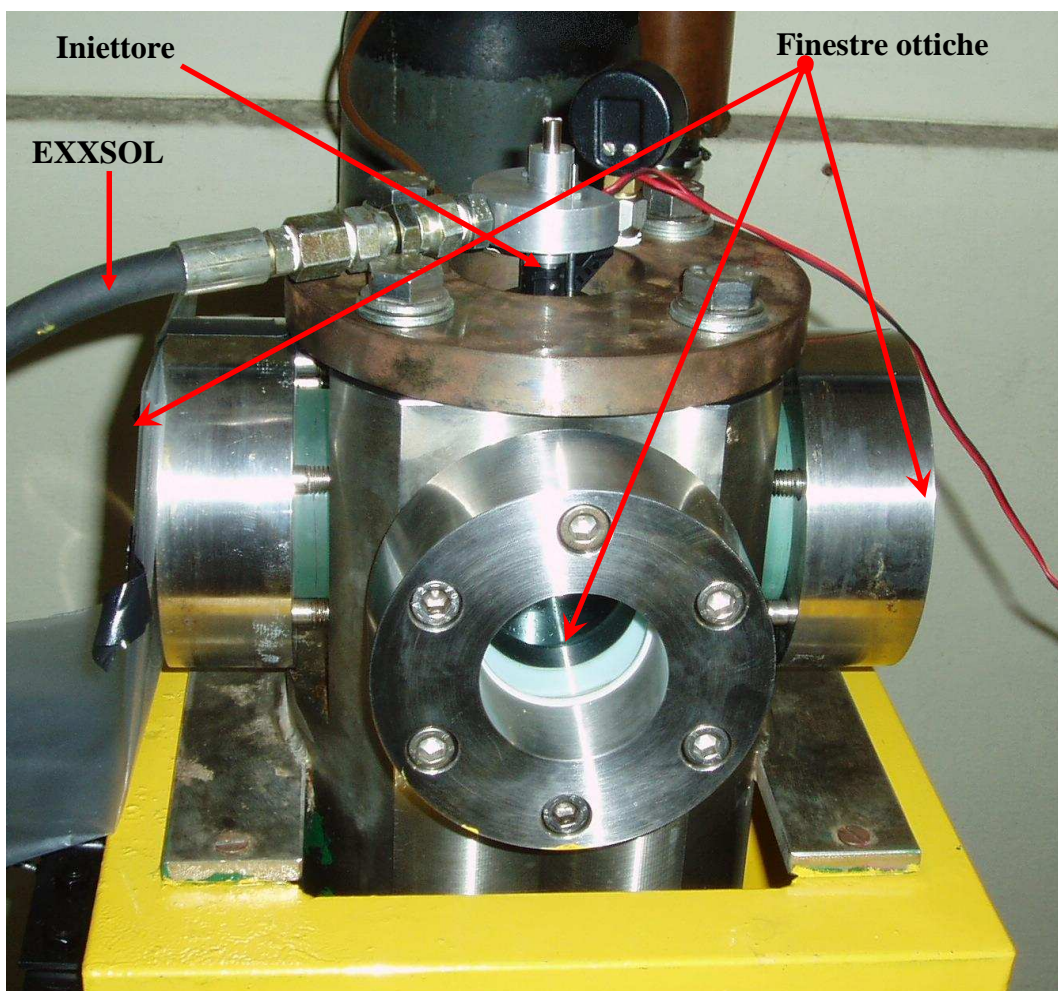


Figura 4.3: Camera di prova

Oltre agli accessi ottici la camera ha in alto la sede dell'iniettore ed in basso un'uscita di scarico che può esser chiusa con una valvola quando la camera viene messa in pressione e che, una volta aperto, fa uscire il liquido depositato. In fine lateralmente la camera presenta un accesso per poterla mettere

in pressione qualora sia necessario. Lo si è sfruttato quando si sono fatte le prove in pressione mettendo in pressione la camera attraverso una bombola di azoto[27].

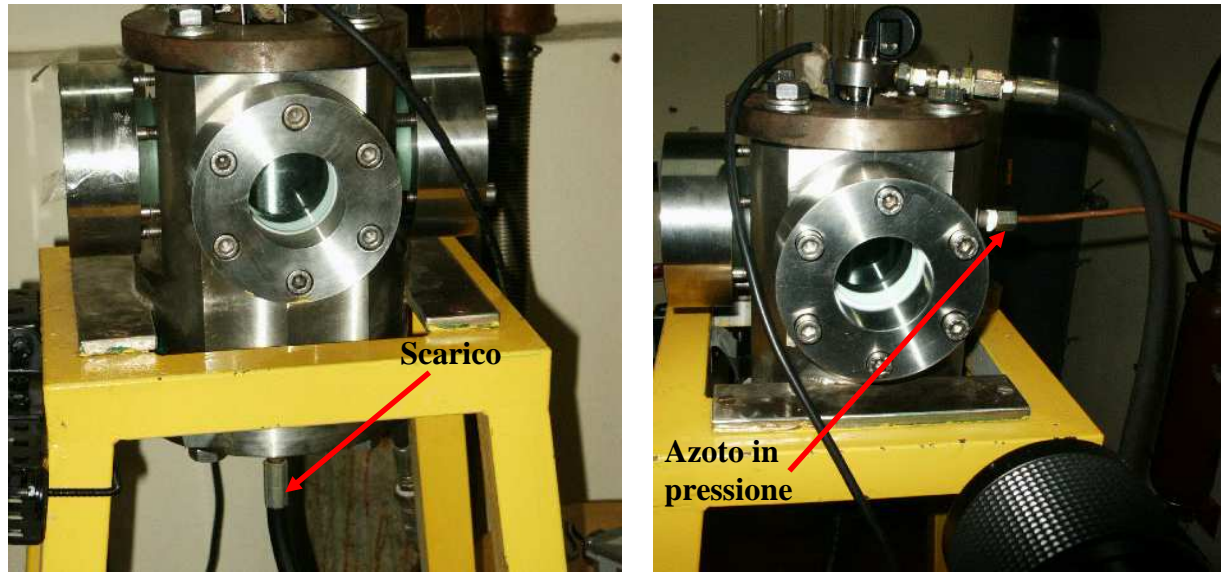


Figura 4.4: Camera di prova

Per lo studio CFD il dominio di calcolo, rappresentato dal volume fluido all'interno della camera, è stato discretizzato con esaedri infittendo maggiormente la zona nella quale si sviluppa lo spray. Inoltre, per non rendere il calcolo inutilmente pesante, è stata sfruttata la simmetria della camera così da poterne modellare soltanto metà. Il modello ottenuto è raffigurato in *Figura 4.5*.

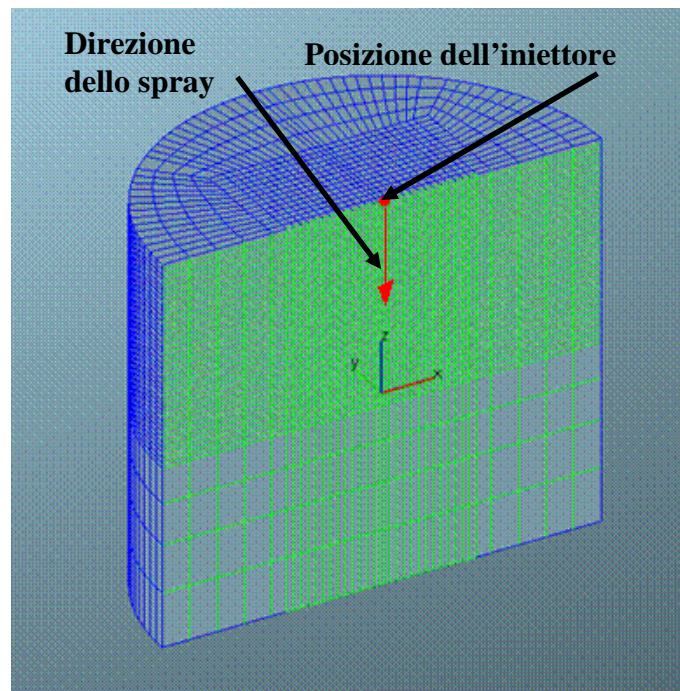


Figura 4.5: Dominio di calcolo

Per modellare uno spray attraverso il modello TAB è necessario imporre alcune grandezze fisiche che caratterizzano il fenomeno e scegliere valori opportuni di alcuni parametri che descrivono il modello.

4.2.1: Parametri del modello

I parametri specifici del modello per il TAB sono nove. Se ne fa una breve rassegna e se ne descrive brevemente l'effetto [33], [34].

- C_1 : Questo parametro incide sulla distorsione della velocità all'uscita dell'iniettore. Un suo valore negativo ritarda solamente il così detto primo breakup delle gocce mentre un suo valore positivo lo accelera.
- C_2 : Questo parametro determina la dispersione della distribuzione dei diametri delle gocce dopo il breakup. Al ridursi del suo valore si riduce la penetrazione e il diametro medio di Sauter. Può assumere valori compresi tra 0 e 7 se si considera una distribuzione χ^2 e tra 3 e 30 se si considera una distribuzione Rosin Rammler
- C_3 : Questo parametro determina il tipo di distribuzione dei diametri delle gocce, cioè una distribuzione di diametri di tipo χ^2 (1) o Rosin Rammler (0). Infatti il diametro delle gocce viene trattato come una grandezza casuale e quindi si deve imporre se questa grandezza deve avere una distribuzione χ^2 o Rosin Rammler.

La seconda distribuzione è caratterizzata dalla legge

$$CFD = 1 - \exp\left[-\left(\frac{D}{X}\right)^q\right]$$

Dove CFD è la cumulata della funzione densità di diametro (Cumulative Distribution Function), q è un coefficiente dimensionale che indica la larghezza della distribuzione (detto alle volte coefficiente di dispersione) e X è il valor medio del diametro.

Facendo un confronto tra le due distribuzioni, esemplificate in *Figura 4.6* si vede che la distribuzione Rosin Rammler è più stretta attorno al valor medio rispetto alla distribuzione χ^2

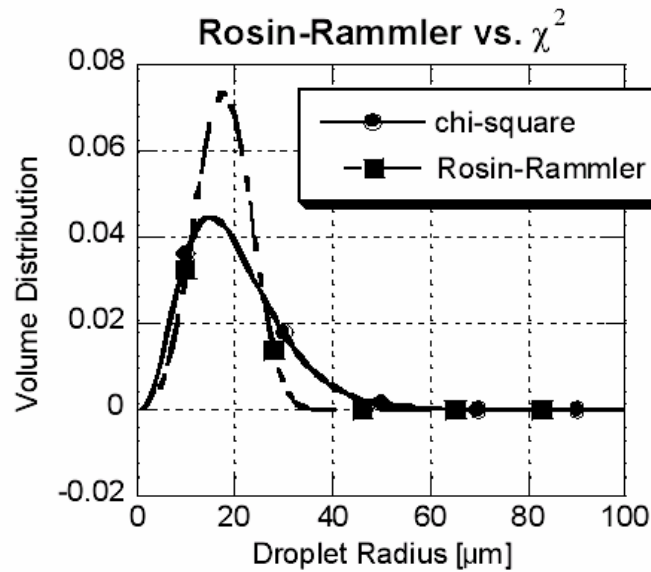


Figura 4.6: Confronto tra due esempi di distribuzione Rosin Rammler e χ^2

Da misurazioni la distribuzione Rosin Rammler risulta più adatta per descrivere gli spray swirl [35]

- C_4 : Questo parametro determina il rapporto tra il diametro della singola goccia prima del breakup e dopo il breakup. Esso coincide con la costante K nell'equazione 9 del breakup. Naturalmente un valore più alto significa una maggior riduzione del diametro delle gocce durante il breakup. Il valor minimo di questo parametro è 0,833
- C_5 : Questo parametro è una costante elastica che è sperimentalmente assunta pari a $24C_8$. Esso coincide con la costante C_k nell'equazione 6 del breakup. Un suo valore più basso prolunga il tempo caratteristico di breakup. Il suo valor minimo è 0,1
- C_6 : Questo è un parametro dimensionale che influenza l'ampiezza critica del primo modo, ovvero l'ampiezza che deve raggiungere l'oscillazione per produrre rottura della goccia. Esso coincide con la costante C_b nell'equazione 6 del breakup. Può assumere valori compresi tra 0 e 1
- C_7 : Questo parametro dà conto delle forze d'attrito e quanto più esso è elevato, tanto più viene ridotto il rapporto di breakup. Esso coincide con la costante C_d nell'equazione 6 del breakup.
- C_8 : Questo parametro dà conto della pressione di ristagno ed una sua riduzione riduce il rapporto di breakup. Esso coincide con la costante C_f nell'equazione 6 del breakup.
- C_9 : Questo parametro è il rapporto tra la velocità delle gocce dopo il breakup e prima del breakup

4.2.2: Grandezze fisiche

Alcune grandezze fisiche, quali la posizione dell'iniettore e la sua orientazione, la quantità di benzina iniettata, o la pressione di iniezione (che nel caso in esame vale 8 MPa assoluti) sono note dai dati iniziali. Per le altre occorre invece stimarne il valore. Si riporta in *Figura 4.7* una schermata del software FIRE nella quale compaiono le grandezze che stanno per essere descritte:

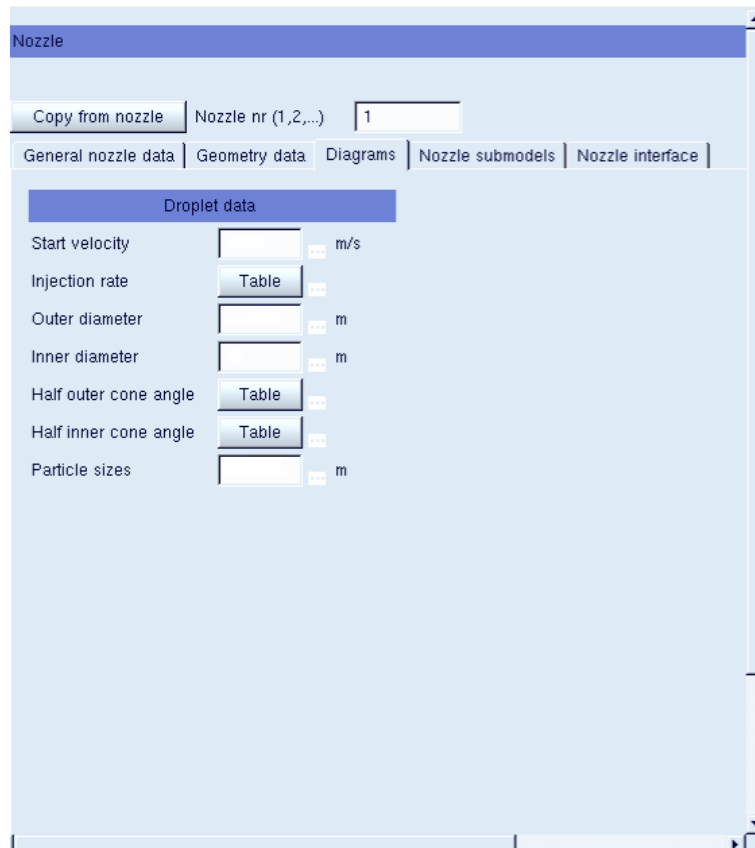


Figura 4.7: Schermata del software FIRE nella quale inserire alcune grandezze

Velocità di uscita dall'iniettore

Per ricavare la velocità media di uscita dall'iniettore, note la massa di combustibile iniettata, il tempo di iniezione e il diametro del foro, si è utilizzata la seguente equazione

$$V_m = \frac{m}{\rho \cdot \pi \cdot r^2 \cdot t} \quad (5.18)$$

dove

m : massa iniettata dall'iniettore per impulso

ρ : densità della benzina

r : raggio del foro dell'iniettore

t : durata dell'iniezione

Questo è un valore medio della velocità che non tiene conto del fatto che durante i transitori di apertura e di chiusura la velocità è più bassa. Questo significa che la velocità di uscita della benzina dall'iniettore in condizioni stazionarie è superiore a quella calcolata. Per ottenere la velocità massima occorrerebbe conoscere la portata statica dell'iniettore (portata in condizioni di flusso regimato ad iniettore completamente aperto). Non essendo disponibile il dato di portata statica nel modello si utilizza la velocità calcolata attraverso l'equazione 5.18 come punto di partenza. Osservando poi i risultati ottenuti se ne correggono in eccesso i valori per avvicinarsi il più possibile ai dati sperimentali.

Injection rate

L' injection rate è il rapporto tra la portata istantanea dell'iniettore e la portata media dello stesso. Per ricavarne l'andamento si è partiti dall'injection rate, noto attraverso simulazioni CFD, di un iniettore simile a quello in studio salvo che per la portata. Si è quindi supposto che la durata della fase di transitorio e l'injection rate medio in questa fase per l'iniettore da modellare fossero uguali a quelli dell'iniettore del quale si conoscono le caratteristiche. La curva dell'injection rate, linearizzata a tratti per renderla più semplice da utilizzare, è rappresentata in *Figura 4.8*

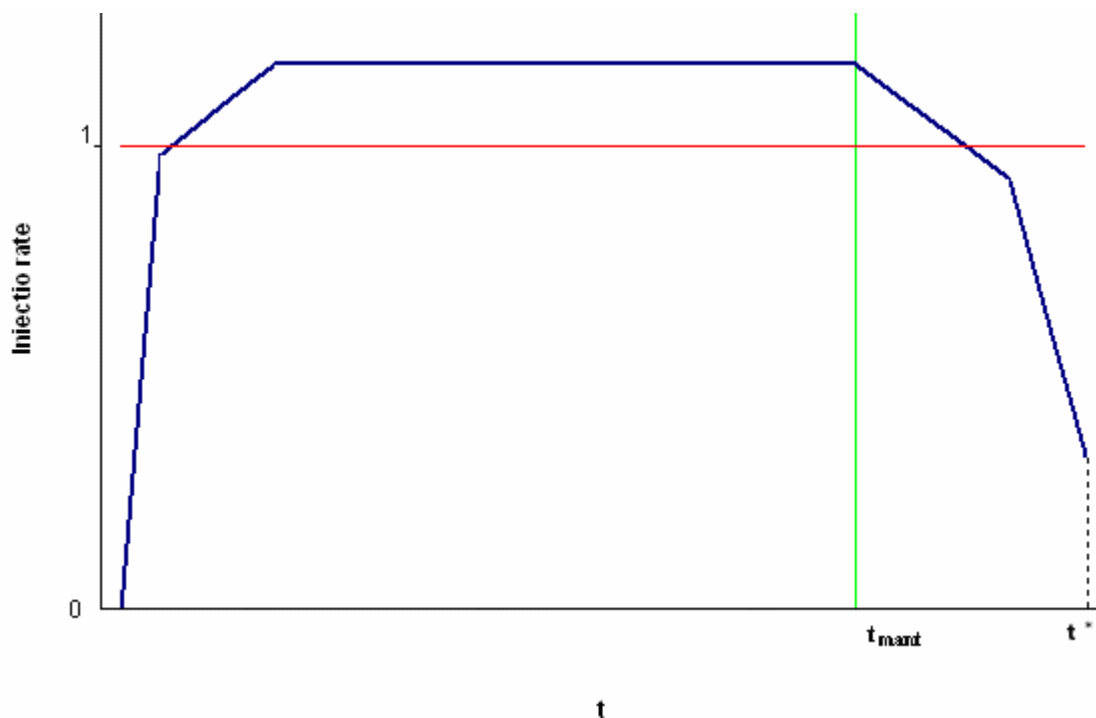


Figura 4.8: andamento dell'injection rate imposto

Questa legge varia naturalmente a seconda del carico ed del regime di rotazione poiché cambia la durata totale dell'iniezione ma non cambia la durata dei due transitori che ne sono indipendenti. Se ne deduce che i transitori hanno un peso molto maggiore per iniezioni a bassi regimi di potenza piuttosto che agli alti regimi di potenza che hanno un tempo di mantenimento assai superiore rispetto ai primi, come anche stilizzato nella *Figura 4.9*.

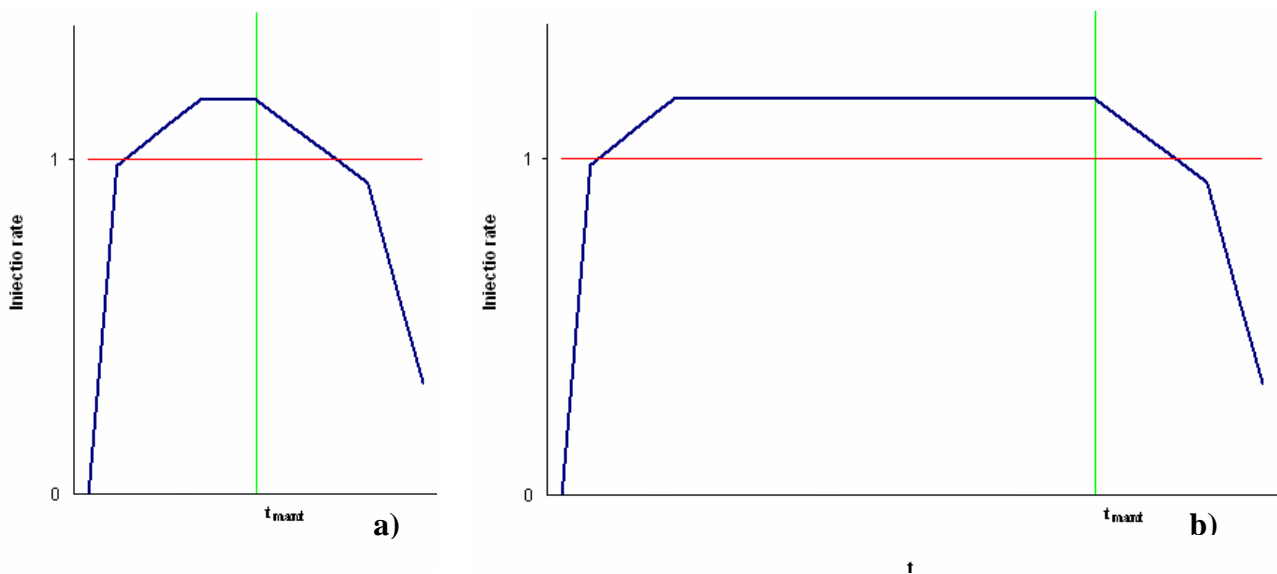


Figura 4.9: Leggi di iniezioni per a) la condizione di minimo carico b) la condizione di massimo carico

Naturalmente questa è una legge stabilita in maniera piuttosto arbitraria e quindi va considerata come un andamento indicativo.

Diametri

Il diametro esterno del foro è noto dai dati dell'iniettore e vale 0,2 mm

Angolo di apertura del cono

Per l'angolo di apertura del cono è necessario tener presente che non esiste un modello di spray che prenda in considerazione il moto rotatorio della benzina caratteristico dell'iniettore swirl. E' quindi necessario imporre la variazione dell'angolo sia in funzione del tempo sia della pressione. L'angolo reale è stato misurato dalle immagini come indicato nel *paragrafo* 4.2.3: Dati iniziali e successivamente è stato imposto come angolo di apertura del cono richiesto dal modello.

Dimensione iniziale delle gocce

Il modello TAB non riproduce la realtà fisica del breakup primario. Ciò significa che non è in grado di passare da un getto fluido continuo ad una distribuzione di gocce. Perciò è necessario imporre il valore iniziale del diametro delle gocce in uscita dall'iniettore. Il diametro gocce è stato scelto uguale al diametro del foro di uscita, pari a 0,2 mm.

4.2.3: Dati iniziali

I dati disponibili per la taratura del modello di spray sono quelli ottenuti da una caratterizzazione a 100 kPa e 450 kPa di contropressione in camera di prova, svolta durante un lavoro precedente. In

particolare sono disponibili, oltre alle immagini ottenute durante questa caratterizzazione, anche i valori di penetrazione in funzione del tempo, il valore massimo del local angle (come schematizzato in *Figura 4.10*) e l'angolo di apertura dello spray all'uscita dell'iniettore.

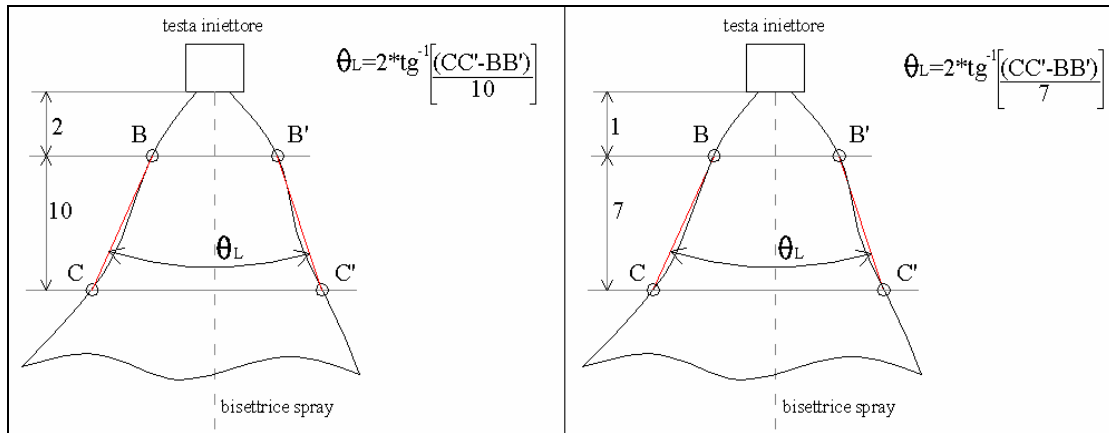
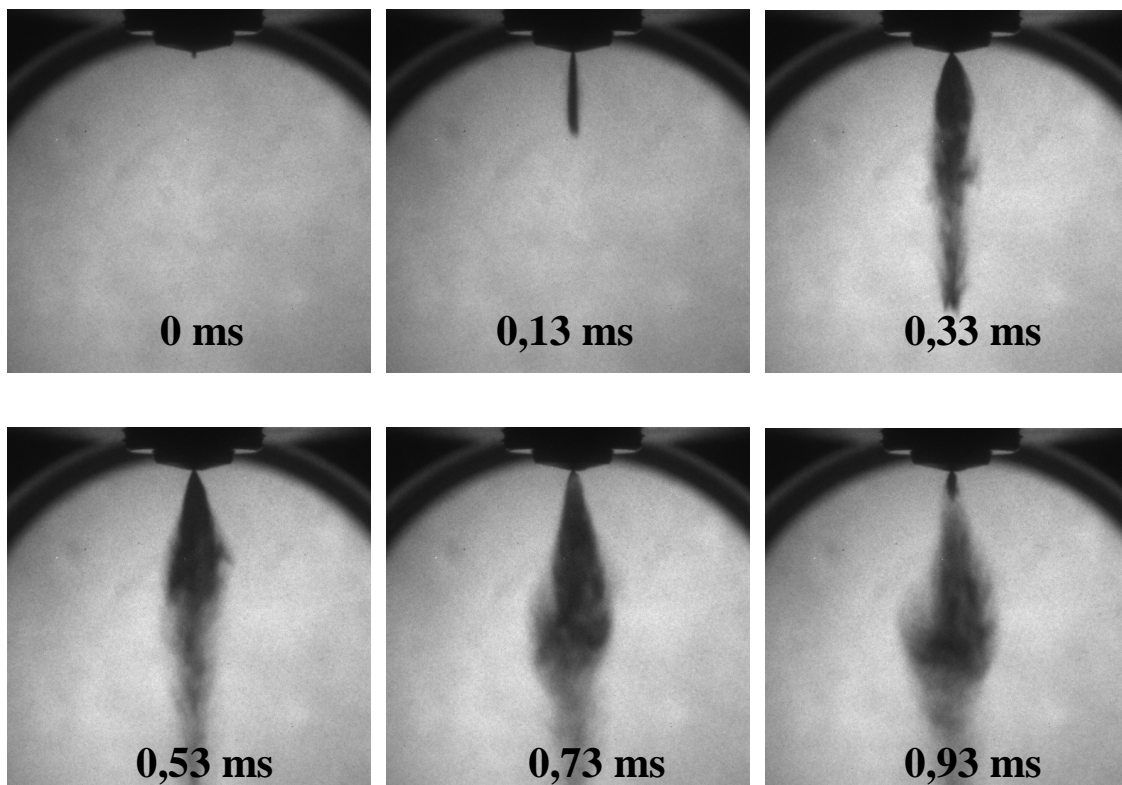


Figura 4.10: Dimensioni (in mm) adottate, sulla base della norma SAE J-1832, per il calcolo degli angoli locali: $p_{cam} = p_{atm}$ (figura a sx), $p_{cam} = 4.5 \text{ bar}$ (figura a dx)

I dati disponibili per un caso esemplificativo sono riportati in *Figura 4.11* e *Figura 4.12*



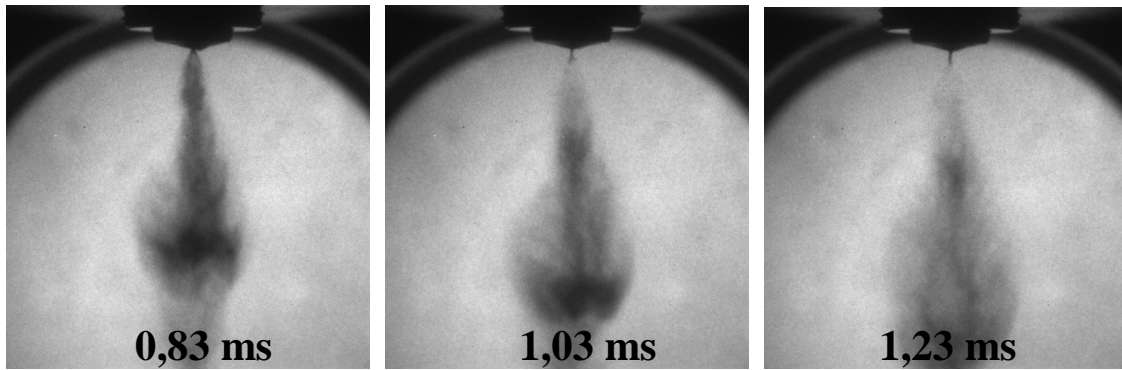


Figura 4.11: Immagini dello spray in funzione del tempo t (ritardo scatto rispetto all'inizio dell'iniezione), in ms, con $p_{cam} = 4,5$ [bar], $p_{comb} = 80$ [bar], $t_{mant} = 0,4$ [ms]

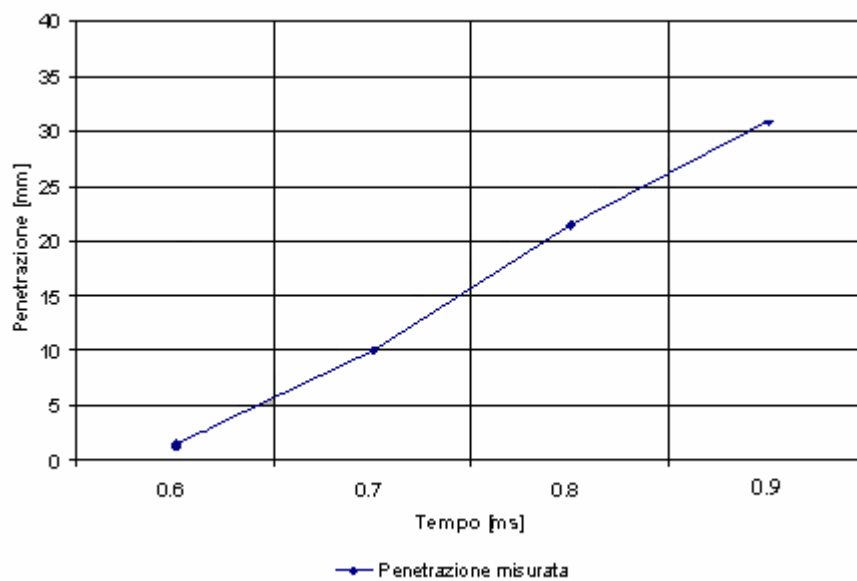


Figura 4.12: Penetrazione in funzione del tempo t (ritardo scatto rispetto all'inizio dell'iniezione), in ms, con $p_{cam} = 4,5$ [bar], $p_{comb} = 80$ [bar], $t_{mant} = 0,4$ [ms]

Il diametro medio di Sauter delle gocce per questo iniettore non è sperimentalmente noto e pertanto si è dovuti ricorrere alla letteratura, che, per casi simili a questi, fornisce valori del diametro medio di Sauter compresi tra 15 e 20 μm .

4.3: Risultati ottenuti

Partendo dal modello TAB e dai dati disponibili è stato sviluppato un modello di spray che potesse avvicinarsi il più possibile al comportamento dello spray reale nelle condizioni nelle quali questo era stato analizzato.

Naturalmente il modello è stato studiato solo per le condizioni più significative e cioè quelle condizioni che effettivamente si trovano nel motore durante il funzionamento. Dal momento che l'iniezione ritardata per ottenere la stratificazione della carica (e quindi con elevate contropressioni) si effettua solo a basso carico, si sono studiate solo le condizioni di 0,4 e 0,8 ms con 450 kPa di

contropressione. Invece, dato che in un motore fatto per lavorare in parte a carica stratificata l'iniezione anticipata per ottenere una carica omogenea si effettua solo agli alti carichi, per i 100 kPa di contropressione si modellano solamente le condizioni di 1,2 e 0,8 ms di tempo di mantenimento. Il tutto è riassunto in *Tabella 4.1*

		Tempi di mantenimento		
		0,4 ms	0,8 ms	1,2 ms
Contropressione	100 kPa	NO	SI	SI
	450 kPa	SI	SI	NO

Tabella 4.1: Condizioni per le quali è stato modellato lo spray

Il modello così sviluppato è in buon accordo con i dati sperimentali della lunghezza di penetrazione e distribuzione delle gocce, come si può misurare confrontando le immagini dello spray reale con quelle della simulazione.

4.3.1: Analisi dei risultati ottenuti in condizioni di contropressione elevata (450 kPa)

La somiglianza tra il comportamento del modello e lo spray reale è particolarmente evidente in condizioni di elevata contropressione (450 kPa). Ciò risulta evidente dalle *Figura 4.13* e *Figura 4.14* che mostrano la comparazione tra i risultati numerici e quelli sperimentali con la pressione dell'ambiente d'iniezione di 450 kPa.

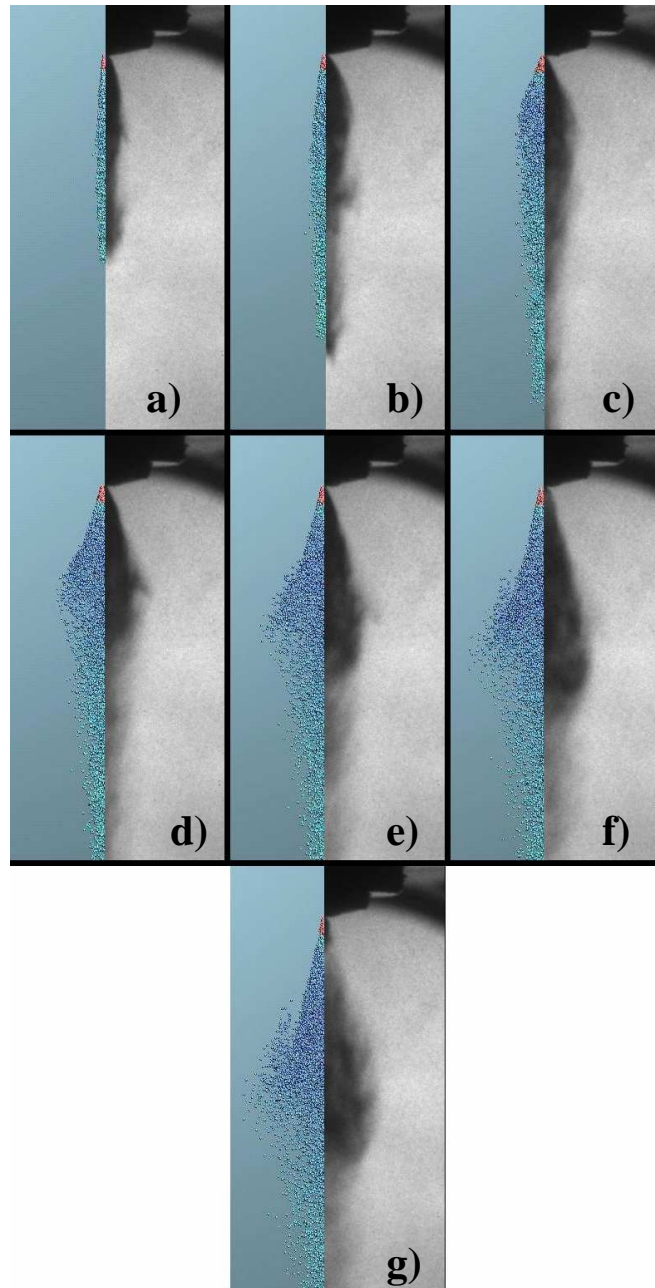


Figura 4.13: Confronto dello spray a 450 kPa di pressione ambiente con 0,4 ms di tempo di mantenimento tra risultati CFD (sinistra) e dati sperimentali (destra) a: 0,2 ms (a) 0,3 ms (b), 0,4 ms (c), 0,5 ms (d), 0,6 ms (e), 0,7 ms (f), 0,8 ms (g), dall'inizio dell'iniezione

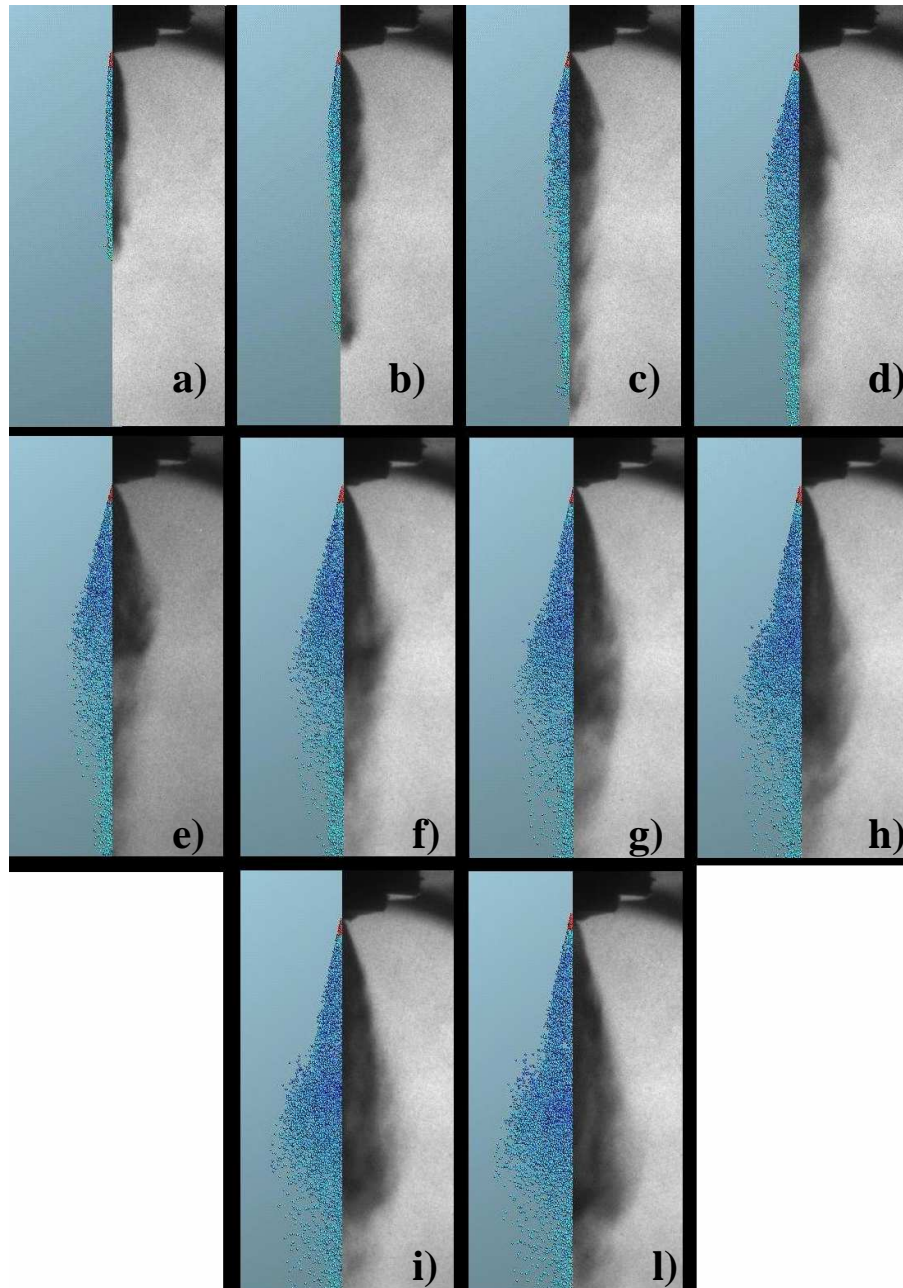


Figura 4.14 : Confronto dello spray a 450 kPa di pressione ambiente con 0,8 ms di tempo di mantenimento tra risultati CFD (sinistra) e dati sperimentali (destra) a: 0,2 ms (a), 0,3 ms (b), 0,4 ms (c), 0,5 ms (d), 0,6 ms (e), 0,7 ms (f), 0,8 ms (g), 9 ms (h), 1,0 ms (i), 1,1 ms (l), dall'inizio dell'iniezione

In particolar modo dalle immagini si vede come la forma dello spray simulato riproduca fedelmente quella dello spray reale. Tale corrispondenza diventa ancora più evidente dopo i primi 0,2 ms dall'inizio dell'iniezione. Dopo un'analisi qualitativa si può passare ad un confronto quantitativo tra il modello e il comportamento reale dell'iniettore andando a confrontare le penetrazioni nei due casi. Per analizzare le penetrazioni si riportano in *Figura 4.16* e *Figura 4.18* i diagrammi che rappresentano il confronto tra le penetrazioni simulate e quelle misurate.

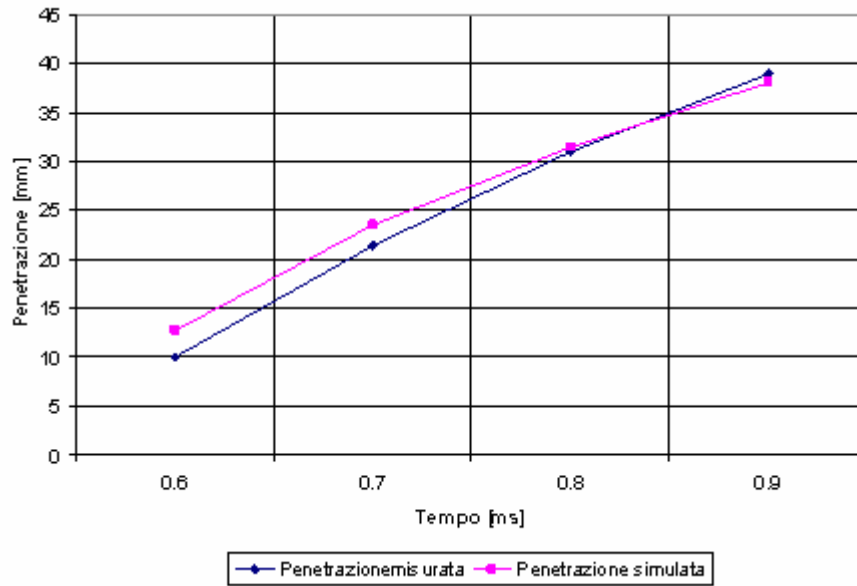


Figura 4.15: Penetrazione dello spray misurata ed ottenuta mediante analisi numerica nel caso di 450 kPa di contropressione e 0,8 ms di tempo di mantenimento

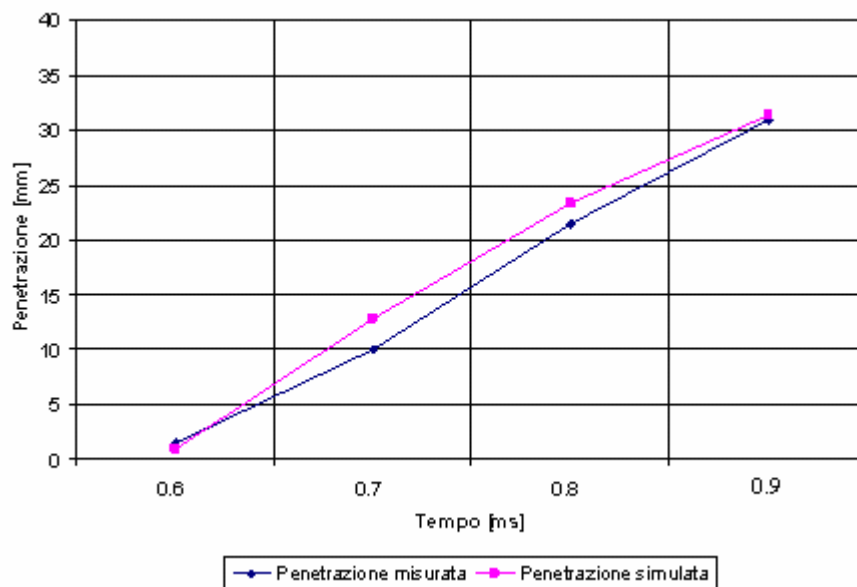


Figura 4.16: Penetrazione dello spray misurata ed ottenuta mediante analisi numerica nel caso di 450 kPa di contropressione e 0,4 ms di tempo di mantenimento

Dai grafici si nota che l'andamento della penetrazione simulata è vicino a quella reale e tende ad avvicinarsi a quest'ultima nel corso dell'iniezione. Questo comportamento era già stato notato anche per la morfologia dello spray e viene evidenziato nei diagrammi dell'errore percentuale riportati in *Figura 4.17* e *Figura 4.18*.

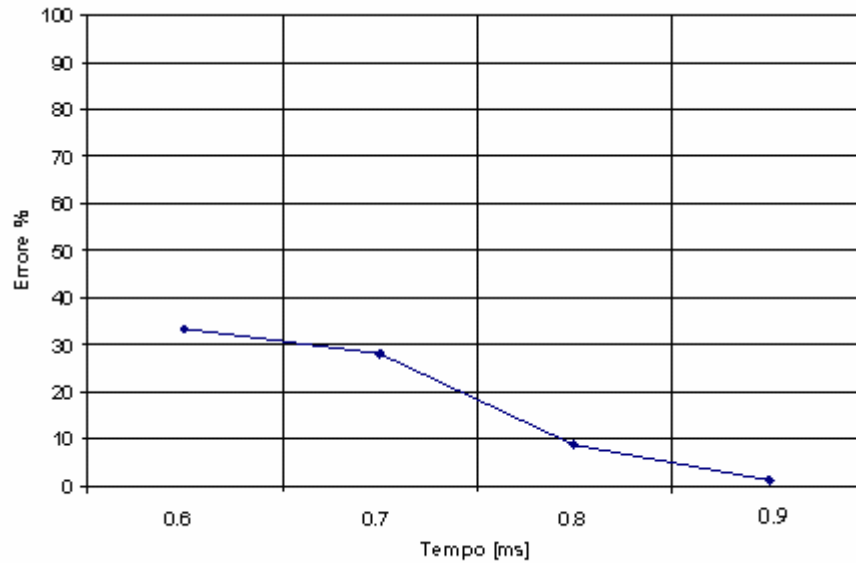


Figura 4.17: Errore sulla penetrazione dello spray nel caso di 450 kPa di contropressione e 0,4 ms di tempo di mantenimento

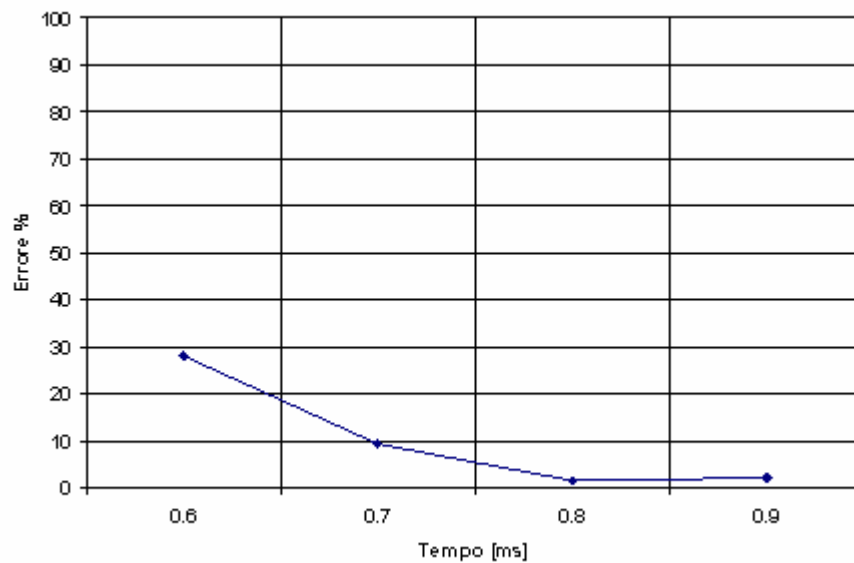


Figura 4.18: Errore sulla penetrazione dello spray nel caso di 450 kPa di contropressione e 0,8 ms di tempo di mantenimento

Da questi diagrammi è evidente come l'errore della penetrazione simulata rispetto ai valori misurati risulti accettabile specie da dopo 0,7 ms dall'inizio dell'iniezione. In ogni caso i valori della penetrazione possono esser considerati affidabili per l'uso che se ne deve fare almeno a partire da 0,2 ms dall'inizio dell'iniezione. L'errore percentuale sulla penetrazione riguarda infatti soprattutto le primissime fasi dell'iniezione quando l'errore assoluto è in realtà piuttosto piccolo. In questa fase l'errore è inoltre poco influente poiché, sia che si inietti in anticipo, sia che si inietti in ritardo, non è

in queste fasi che interessa il valore della penetrazione. E' infatti successivamente che diventa importante il valore della penetrazione, quando cioè lo spray può fare impingement..

4.3.2: Analisi dei risultati ottenuti in condizioni di bassa contropressione (100 kPa)

Il comportamento del modello è in accordo con quello dello spray reale anche nella condizione di 100 kPa di contropressione, corrispondente alla pressione con iniezione in carica omogenea (iniezione anticipata), nonostante si rilevino discrepanze maggiori al caso precedente nelle prime fasi dell'iniezione, soprattutto per quanto riguarda la penetrazione (*Figura 4.19 e Figura 4.20*).

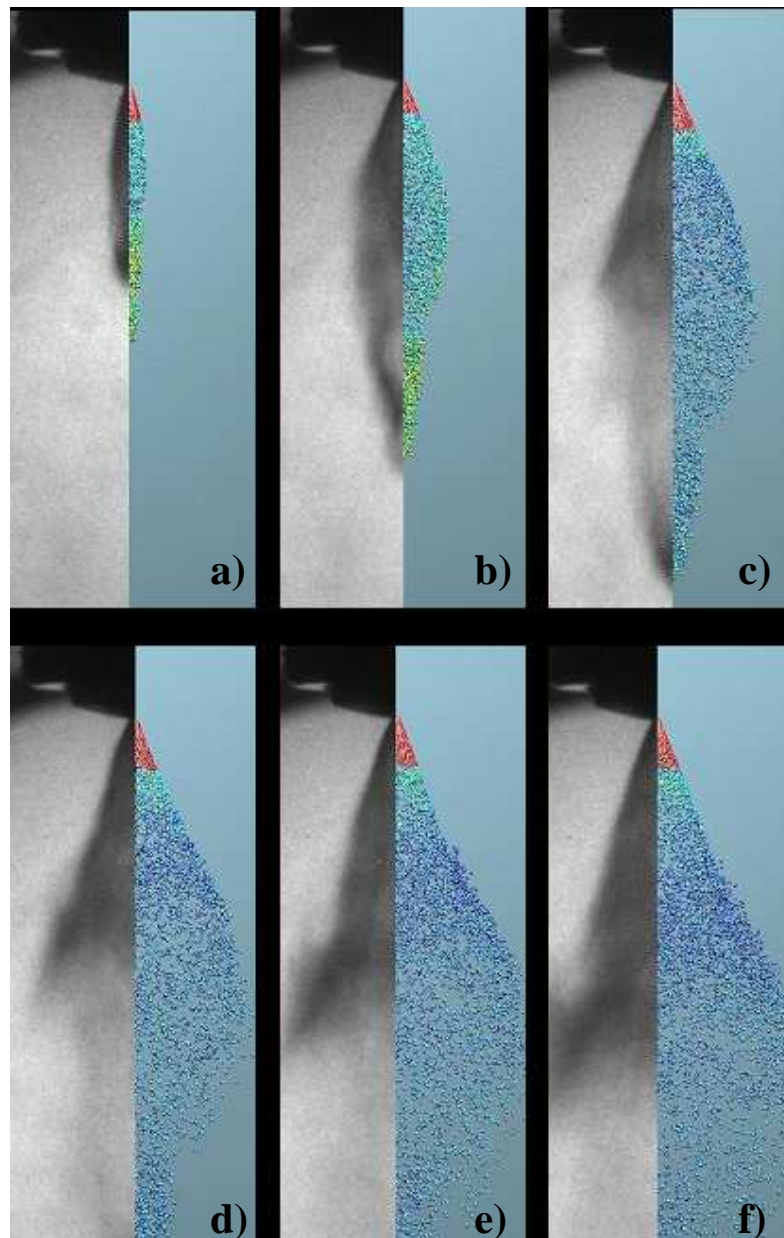


Figura 4.19: Confronto tra l'evoluzione dello spray a 100 kPa di pressione ambiente con 0,8 ms di tempo di mantenimento tra risultati CFD (sinistra) e dati sperimentali (destra) a: 0,4 ms (a), 0,6 ms (b), 0,8 ms (c), 1,0 ms (d), 1,2 ms (e), 1,4 ms (f), dall'inizio dell'iniezione

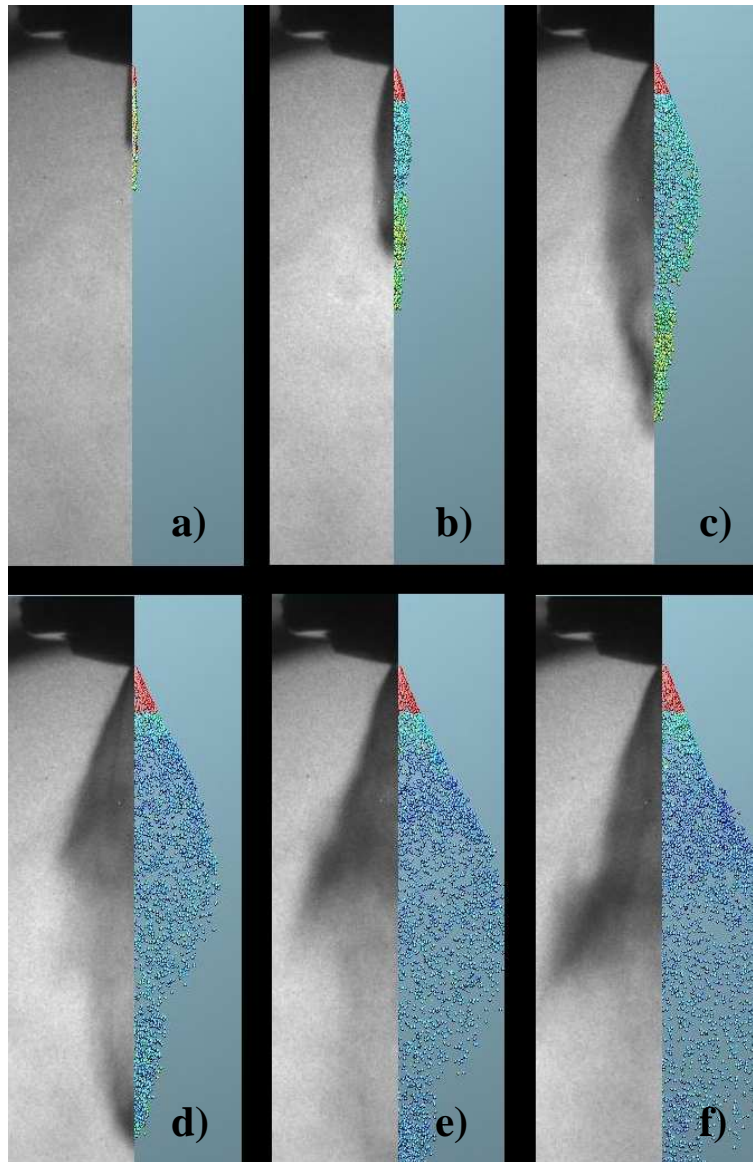


Figura 4.20: Confronto tra l'evoluzione dello spray reale e quella dello spray ottenuto dall'analisi numerica nel caso di 100 kPa di contropressione e 1,2 ms di tempo di mantenimento a: 0,4 ms (a), 0,6 ms (b), 0,8 ms (c), 1,0 ms (d), 1,2 ms (e), 1,4 ms (f), dall'inizio dell'iniezione

Fig. 5.15

L'evoluzione dello spray simulato e di quello reale risultano in accordo, anche se in misura minore rispetto al caso dell'iniezione ritardata. Si possono comunque considerare i risultati ottenuti accettabili ai fini dell'analisi che si ha intenzione di svolgere per quanto già detto nel *paragrafo 4.3.1*. Per confrontare i risultati della penetrazione simulata con quella reale si riportano i loro andamenti in (*Figura 4.21* e *Figura 4.22*) e i diagrammi dell'errore della stessa in *Figura 4.23* e *Figura 4.24*.

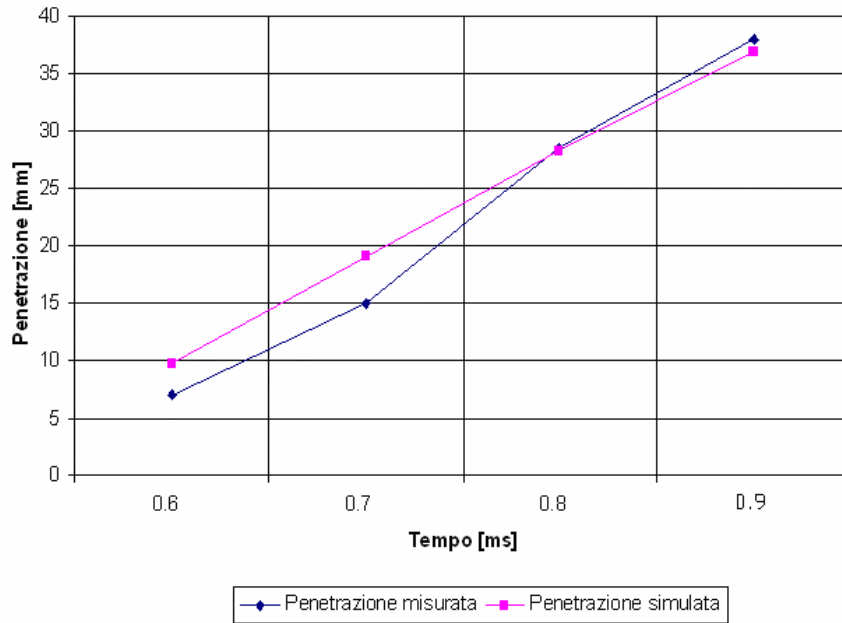


Figura 4.21: Penetrazione dello spray misurata ed ottenuta mediante analisi numerica nel caso di 100 kPa di contropressione e 0,8 ms di tempo di mantenimento

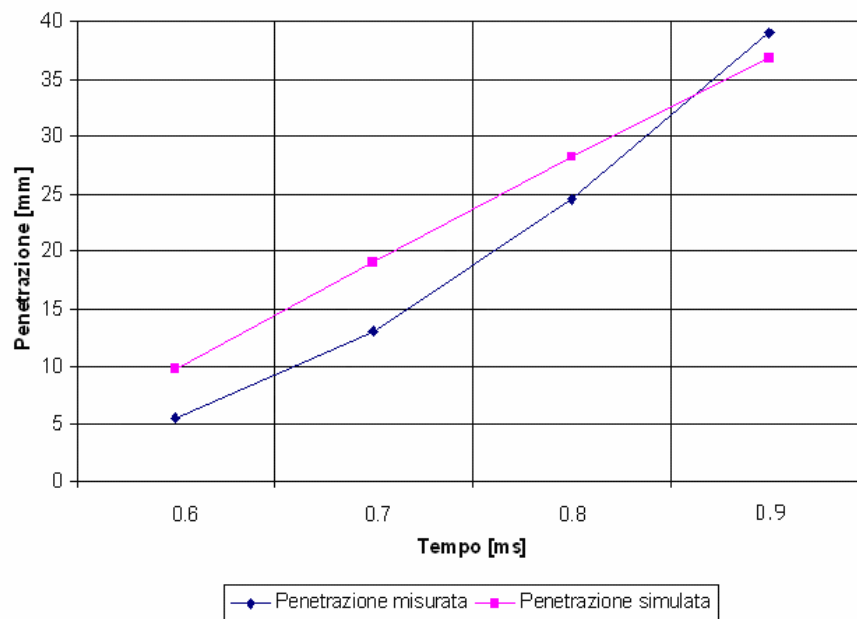


Figura 4.22: Penetrazione dello spray misurata ed ottenuta mediante analisi numerica nel caso di 100 kPa di contropressione e 1,2 ms di tempo di mantenimento

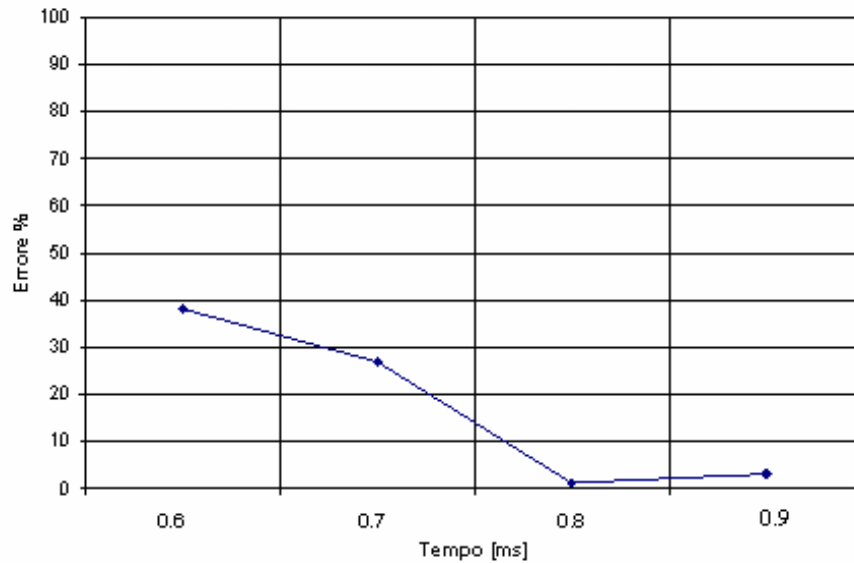


Figura 4.23: Errore sulla penetrazione dello spray nel caso di 100 kPa di contropressione e 0,8 ms di tempo di mantenimento

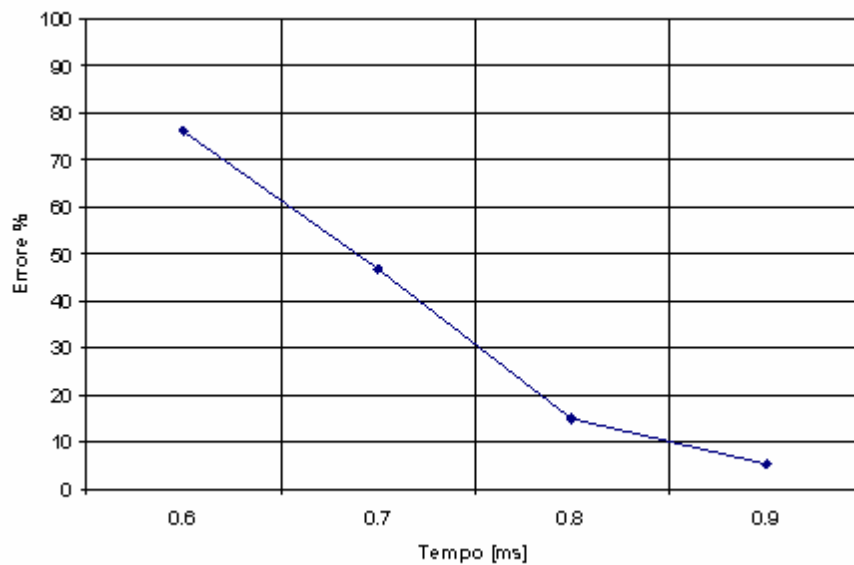


Figura 4.24: Errore sulla penetrazione dello spray nel caso di 100 kPa di contropressione e 1,2 ms di tempo di mantenimento

Come si può vedere, anche per la penetrazione si ha una minor corrispondenza tra i valori simulati e quelli calcolati rispetto a quella rilevata per l'iniezione ritardata soprattutto all'inizio dell'iniezione. La ragione di questa discrepanza è legata all'andamento della penetrazione dello spray nella prima fase dell'iniezione, evidenziata in *Figura 4.25* e *Figura 4.26*.

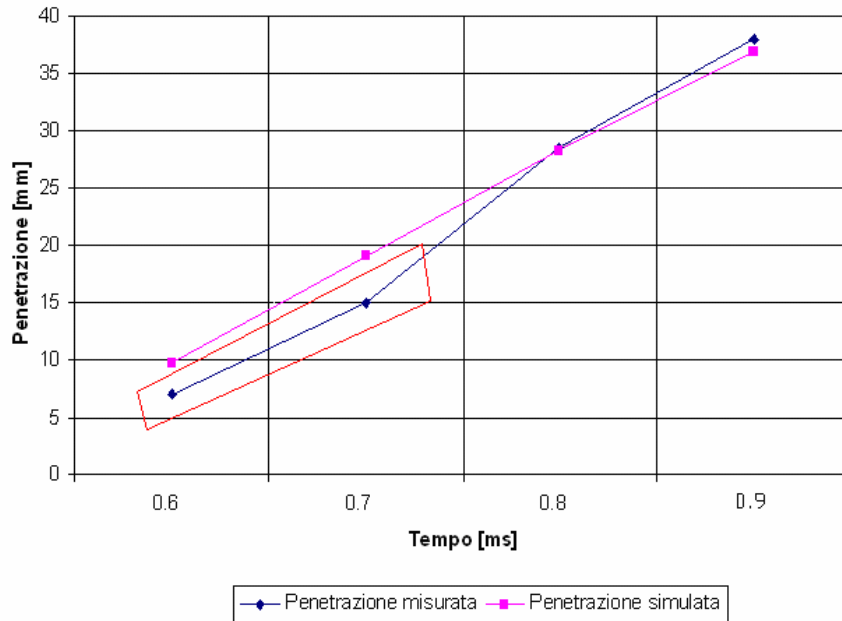


Figura 4.25: Penetrazione dello spray misurata ed ottenuta mediante analisi numerica nel caso di 100 kPa di contropressione e 0,8 ms di tempo di mantenimento

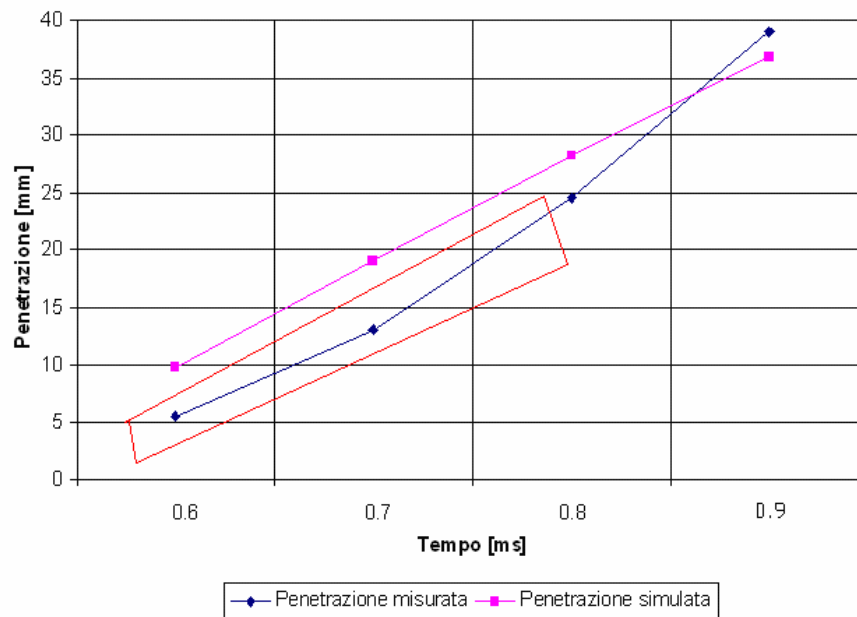


Figura 4.26: Penetrazione dello spray misurata ed ottenuta mediante analisi numerica nel caso di 100 kPa di contropressione e 1,2 ms di tempo di mantenimento

Quello che si può notare è un'iniziale sovrastima del valore della penetrazione simulata rispetto a quella calcolata ed un successivo avvicinarsi del valore simulato a quello misurato.

Si può comunque ritenere che i risultati ottenuti siano accettabili perché, come già detto, l'errore che si compie nella fase iniziale dell'iniezione porta a conseguenze molto meno gravi di uno stesso errore percentuale a 0,4 ms dall'inizio dell'iniezione.

4.4: Conclusioni

Il comportamento reale dell'iniettore è piuttosto diverso dal comportamento dello spray ipotizzato durante gli studi svolti in passato. In particolare il transitorio è influente nel comportamento di questo iniettore, specie ai bassi carichi, mentre era stato rascurato nelle precedenti analisi. Come si nota dalla *Figura 4.27*, che rappresenta lo spray a fine iniezione nel caso di un tempo di mantenimento di 0,4 ms con iniezione ritardata, la penetrazione del core spray (il getto di combustibile che non forma il cono vuoto e che si genera per effetto del transitorio di apertura) è piuttosto importante.

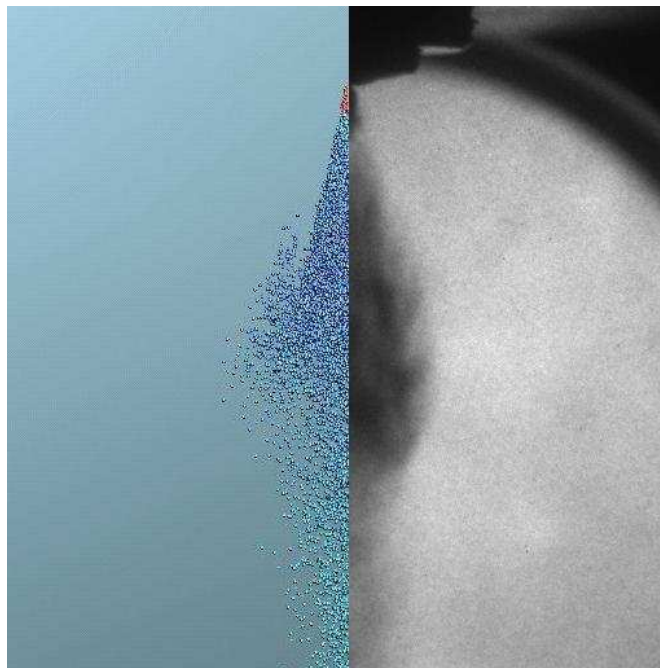


Figura 4.27: *Iniezione con 0.4 ms di tempo di apertura con 450 kPa di contropressione a fine iniezione*

Esso risulta ancora più evidente se si considera l'immagine di confronto circa a metà iniezione riportata in *Figura 4.28*

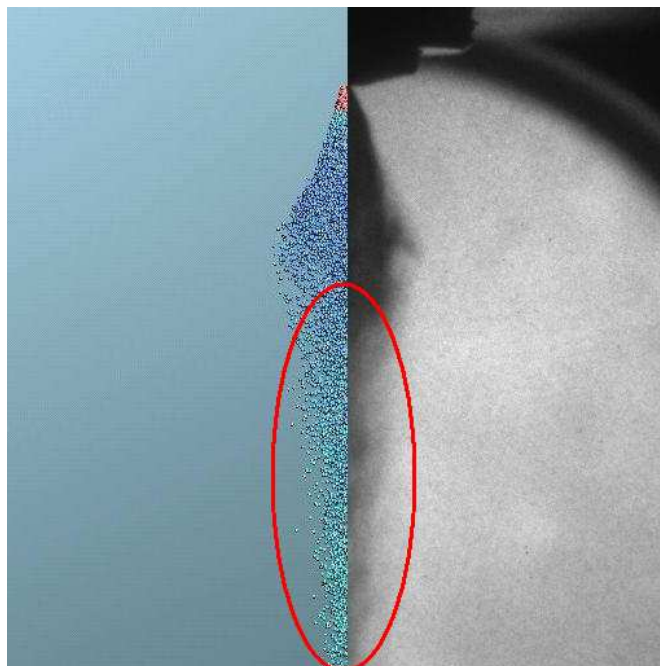


Figura 4.28: Iniezione con 0.4 ms di tempo di mantenimento e 450 kPa di contropressione a 0.4 ms dall'inizio dell'iniezione

Questo fenomeno rende la penetrazione dello spray piuttosto elevata anche in condizioni di carica stratificata, con conseguente impingement dello spray sul pistone. Infatti, se si confronta la penetrazione massima misurata dello spray (40 mm) con le dimensioni della camera di combustione, si vede che essa è al di sopra della corsa del pistone pari a 39.2 mm.

L'influenza al minimo del transitorio di chiusura si fa sentire anche sul tempo di iniezione e quindi sulla quantità di carburante iniettato. Se infatti si considera un tempo di mantenimento di 0,4 ms, l'iniezione dura in realtà 0,73 ms cui si aggiunge l'effetto del rimbalzo dello spillo sulla propria sede che si verifica in alcune condizioni.

Si può inoltre affermare che il modello utilizzato, per quanto non sia un modello specifico per un iniettore swirl, consente comunque di realizzare un modello di spray molto vicino al reale. Esso infatti consente di modellare, oltre al comportamento a regime dell'iniettore, anche i transitori di apertura e chiusura portando errori accettabili nella generalità delle condizioni di funzionamento.

Nonostante ciò tale modello non è adatto per analizzare il comportamento di un motore in qualsiasi condizione di funzionamento. Infatti, per la grande differenza nel comportamento dello spray tra l'iniezione anticipata (100 kPa di contropressione) e l'iniezione ritardata (450 kPa di contropressione), non è stato possibile creare un unico modello che fornisse dati affidabili in entrambe le condizioni. Si sono quindi dovuti realizzare due modelli con valori diversi dei parametri caratteristici per le due diverse condizioni distinguendo tra quando si inietta in anticipo con 100 kPa di contropressione e quando si inietta in ritardo con 450 kPa di contropressione (*Figura 4.29, Figura 4.30 e Figura 4.31*).

	upto	crank-angle	su02_02_5
		deg	
1	upto	0	7
2	upto	3	0
3	upto	7	0.01
4	upto	38	0.001
5			
6			
7			
8			
9			
10			

Insert Row
Delete Row
DeleteAll Rows
Import
Export

	upto	crank-angle	su02_02_5
		deg	
1	upto	0	7
2	upto	3	7
3	upto	7	0.01
4	upto	28	0.001
5			
6			
7			
8			
9			
10			

Insert Row
Delete Row
DeleteAll Rows
Import
Export

Figura 4.29: Valore del parametro C 2 nella condizione di iniezione della durata di 0,8 ms e di contropressione di 100 e 450 kPa rispettivamente nel caso a) e b).

	upto	crank-angle	su02_04_5
		deg	
1	upto	0	1
2	upto	3	1
3	upto	7	2.5
4	upto	38	2.5
5			
6			
7			
8			
9			
10			

Insert Row
Delete Row
DeleteAll Rows
Import
Export

	upto	crank-angle	su02_04_5
		deg	
1	upto	0	1
2	upto	3	1
3	upto	7	1.2
4	upto	28	1.2
5			
6			
7			
8			
9			
10			

Insert Row
Delete Row
DeleteAll Rows
Import
Export

Figura 4.30: Valore del parametro C 4 nella condizione di iniezione della durata di 0,8 ms e di contropressione di 100 e 450 kPa rispettivamente nel caso a) e b).

	upto	crank-angle	su02_05_5
		deg	
1	upto	0	150
2	upto	3	150
3	upto	7	30
4	upto	38	5
5			
6			
7			
8			
9			
10			

Insert Row
Delete Row
DeleteAll Rows
Import
Export

	upto	crank-angle	su02_05_5
		deg	
1	upto	0	150
2	upto	3	150
3	upto	7	100
4	upto	28	30
5			
6			
7			
8			
9			
10			

Insert Row
Delete Row
DeleteAll Rows
Import
Export

Figura 4.31: Valore del parametro C 5 nella condizione di iniezione della durata di 0,8 ms e di contropressione di 100 e 450 kPa rispettivamente nel caso a) e b).

	Number	di05	
		deg	
1	0	0	Insert Row
2	0.0775	4.5	Delete Row
3	0.155	21	DeleteAll Rows
4	0.2325	27	Import
5	0.31	25	export
6	0.3875	21	
7	0.465	23	
8	0.5424	24	
9	0.62	22	
10	0.6975	21	
11	0.775	21	
12	0.8524	22	
13	0.93	15	
14	1	5	
15			
16			
17			
18			
19			
20			

	Number	di05	
		deg	
1	0	0	Insert Row
2	0.121212	3	Delete Row
3	0.242424	10.25	DeleteAll Rows
4	0.30303	15	Import
5	0.363636	15.5	export
6	0.454545	15.5	
7	0.545454	15.5	
8	0.636363	14.25	
9	0.727272	13.75	
10	0.818181	12.75	
11	0.90909	14.25	
12	1	12.25	
13			
14			
15			
16			
17			
18			
19			
20			

Figura 4.32: Valore del semiangolo di apertura del cono nella condizione di iniezione della durata di 0,8 ms e di contropressione di 100 e 450 kPa rispettivamente nel caso a) e b).

Questo significa che ciascuno dei due modelli è utilizzabile soltanto per uno specifico valore di contropressione (rispettivamente 100 e 450 kPa) e ciò rende il modello incompleto e approssimato per due ragioni principali.

Per prima cosa il modello non si adatta alle variazioni di pressione che necessariamente si hanno in camera di combustione durante l'iniezione.

La seconda ragione, forse più importante della precedente, è che, essendo ciascuno dei due modelli specifico per un solo valore di contropressione, non si può considerare valido nessuno dei due per valori di contropressioni intermedie, alle quali invece generalmente si inietta. Occorrerebbe allora effettuare un'interpolazione tra i valori dei parametri delle due condizioni in funzione della pressione per analizzare condizioni intermedie. Avendo però soltanto una coppia di serie di parametri l'interpolazione non può essere altro che lineare, con ogni probabilità poco adatta a modellare il comportamento dello spray.

In conseguenza di ciò si è deciso di effettuare una caratterizzazione dell'iniettore più accurata e più completa al fine di rendere possibile, durante lavori futuri, la taratura del modello in ciascuna condizione per la quale l'iniettore è stato caratterizzato. Sarà possibile poi successivamente, utilizzando alcune opzioni del software utilizzato, far variare automaticamente il valore dei parametri in funzione della pressione in camera di combustione e del tempo di apertura secondo la

legge dettata dalla taratura del modello. Grazie a questa routine il modello potrà adattarsi a tutte le condizioni di funzionamento e fornire risultati meno approssimati in condizioni di variazione di pressione durante l'iniezione.

Capitolo 5: Procedura utilizzata per caratterizzare lo spray

Per effettuare la caratterizzazione dello spray sono state effettuate delle prove di visualizzazione che mostrano l'evoluzione dello spray in varie condizioni.

5.1: Attrezzatura utilizzata

Per effettuare queste prove si è utilizzata la già descritta camera quiescente di prova, una telecamera preamplificata con un basso tempo di esposizione ed un circuito di alimentazione dell'iniettore. Di seguito verranno descritti gli elementi principali della sperimentazione.

5.1.1: Fluido di prova

Per alimentare l'iniettore, anziché utilizzare la benzina, che può incendiarsi facilmente, è stato utilizzato l' *Exxsol D 40* fornito dalla Siemens VDO. Questo fluido, detto anche acquaragia minerale dearomatizzata, ha proprietà fisiche simili a quelle della benzina ma ha un punto di infiammabilità più elevato.

Distillazione:		
	punto iniziale	159 °C
	10%	162 °C
	50%	167 °C
	90%	187 °C
	punto finale	187 °C
Densità a 15 °C		0,773 kg/dm ³
Densità a 23 °C		0,765 kg/dm ³
Punto d'infiammabilità		38 °C
Velocità di evaporazione		15 (n-butilacetato=100)
Residuo non volatile		10 g/m ³
Indice di Kauri Butanolo		31
Punto di Anilina		69 °C
Composizione:		
	aromatici	0,5% vol.
	paraffine	49% vol.
	nafteni	51% vol.
	benzene	20 ppm
	zolfo	2 ppm
Acidità		nessuna
Indice di bromo		100
Colore		+30 Saybolt
Indice di rifrazione a 20		1,424
Corrosione su rame		1 A
Contenuto di acqua		Assente
Viscosità a 25 °C		1,16 cst
Peso molecolare medio		138

Tabella 5.1: Proprietà dell'Exxsol D 40

5.1.2: Camera di prova

La camera di prova è una camera stagna con tre finestre ottiche già descritta nel paragrafo 4.2 grazie alla quale, come già detto, è possibile fare anche delle visualizzazioni a pressione diversa da quella

ambiente. Quando si lavora in contropressione è necessario compensare eventuali perdite cusate da trafiletti facendo affluire azoto nel condotto che mette in pressione la camera. Questo flusso però può influire sul comportamento dello spray, essendo diretto contro questo ultimo. Per evitare questo effetto è stata allora realizzata una piastrina in modo da indirizzare il flusso di azoto verso il basso anziché sullo spray.

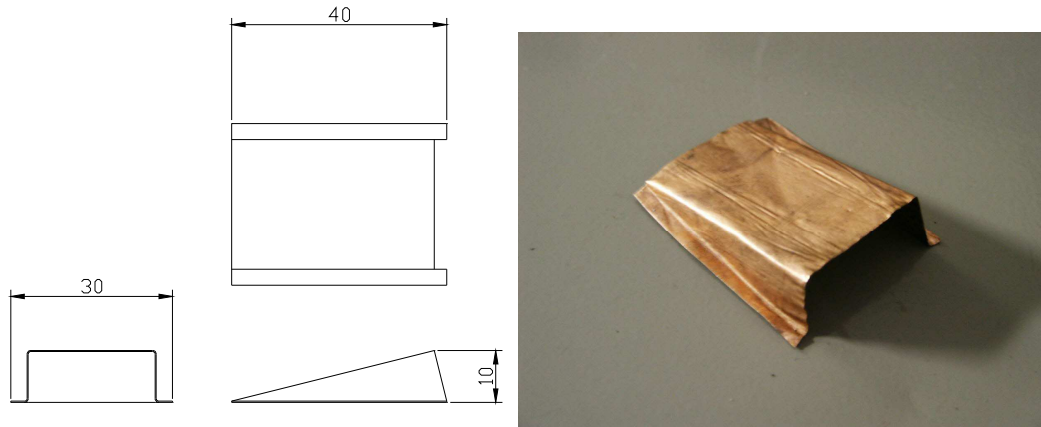


Figura 5.1: *Disegno di massima e foto della piastrina deviatrice*

Per fissarla all'interno della camera è stato sufficiente un comune nastro adesivo. Poiché infatti non deve opporsi a sforzi elevati, è sufficiente che non si stacchi se bagnato con il liquido di prova.



Figura 5.2: *Posizionamento della piastrina deviatrice all'interno della camera*

5.1.3: Sistema di alimentazione.

Per l'alimentazione dell'iniettore è necessario un sistema che mantenga costante la pressione di iniezione. Si è pertanto utilizzato del gas (azoto) compresso per mettere in pressione l' *exxsol*. Il sistema di alimentazione è schematizzato in *Figura 5.3*.

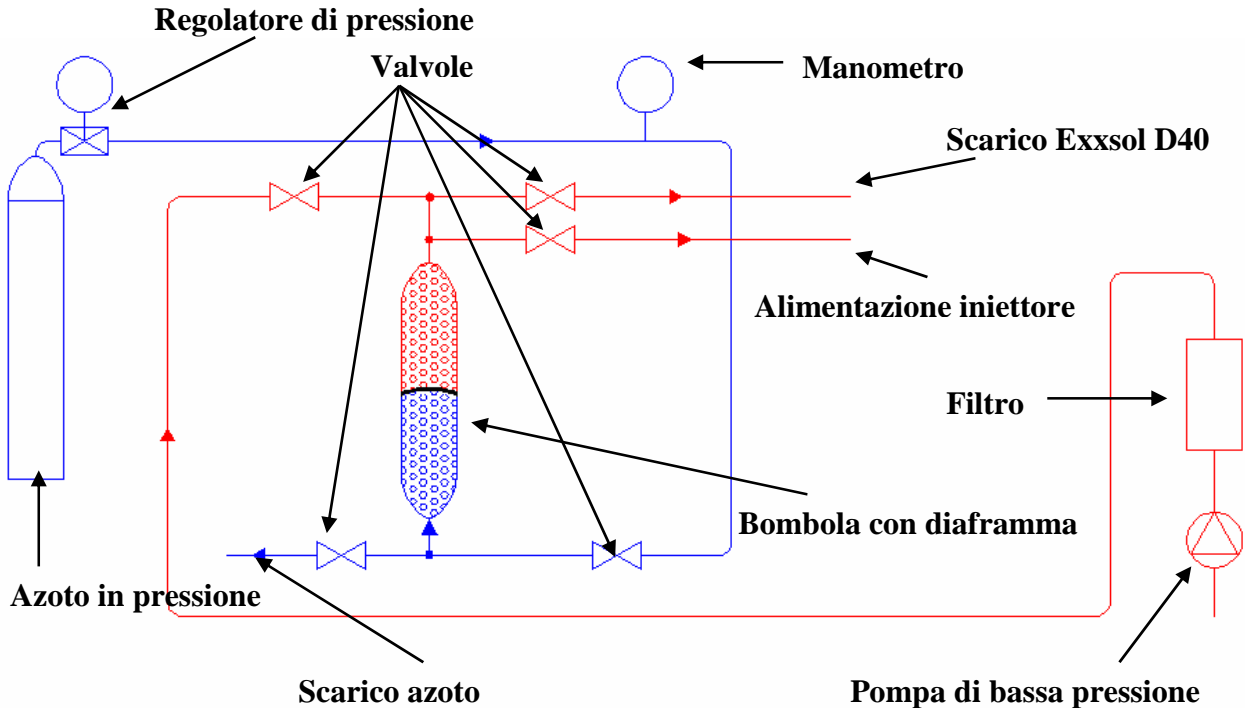


Figura 5.3: Schema del circuito di alimentazione dell'iniettore

La pompa di bassa pressione alimenta attraverso il filtro una bombola separata in due parti da un diaframma. Da una parte del diaframma si trova l'exxsol D 40 inviato dalla pompa di bassa pressione, mentre dall'altra entra azoto a 8 MPa da una bombola attraverso un regolatore di pressione. La membrana consente di portare l'exxsol D 40 ad 8 MPa, pari alla pressione di iniezione, senza farlo entrare in contatto con l'azoto per evitare il di scioglimento di gas nel liquido. Una volta uscito da qui va ad alimentare l'iniettore. Il circuito ha anche un condotto di scarico dell'exxsol per effettuare eventuali spurghi ed uno dell'azoto per togliere la pressione dalla bombola, operazione necessaria per riempirla di liquido di prova con la pompa di bassa pressione. [27]

5.1.4: Telecamera

La telecamera utilizzata (modello PI-MAX 512 RB della Rooper scientific) è CCD preamplificata ad alta velocità. I fotoni diretti verso l'obiettivo per prima cosa incontrano l'amplificatore. Esso è un tubo a vuoto che sfrutta l'effetto fotomoltiplicatore a diodi ed è composto da tre piastre.

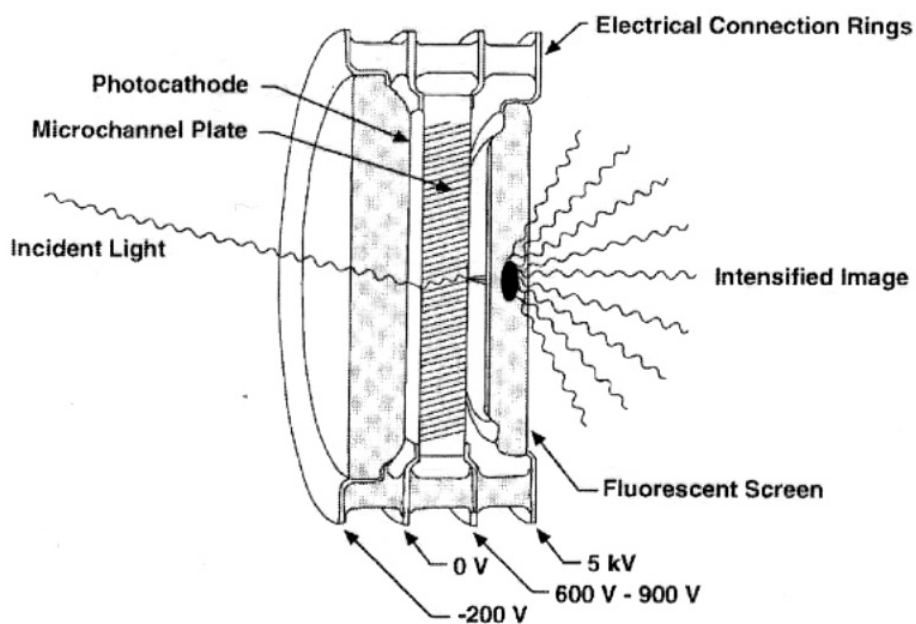


Figura 5.4: Tubo intensificatore

La prima è costituita da fotocatodi, che trasformano i fotoni in elettroni, elettroni che vengono accelerati da una differenza di potenziale e diretti verso la seconda piastra. Essa è composta da microcanali. Quando un elettrone colpisce una parete del microcanale, rimbalza. La superficie genera però nello stesso tempo anche un secondo elettrone parallelo al primo realizzando così, per riflessioni successive, un'amplificazione quasi esponenziale.

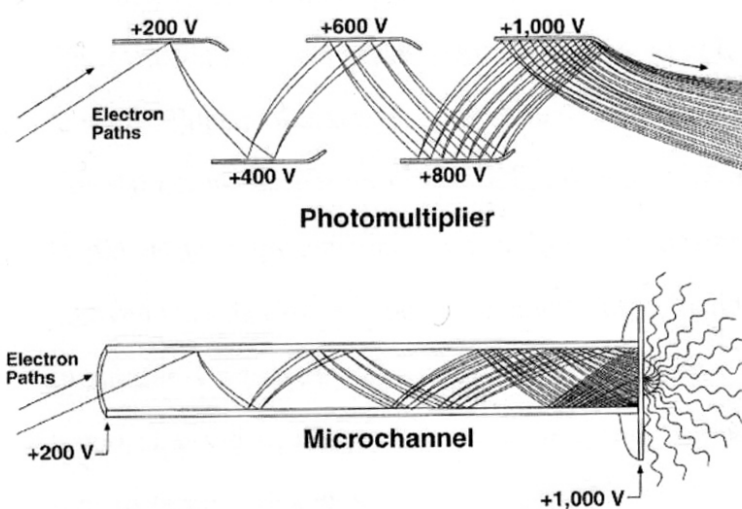


Figura 5.5: Funzionamento di un moltiplicatore a diodi

Il processo è controllabile mediante la differenza di potenziale tra le due estremità flangiate della piastra forata: all'aumentare della differenza di potenziale aumenta il guadagno dell'amplificatore. Solitamente si utilizza una differenza di potenziale di 500÷900 V che genera un guadagno di $10^3 \div 10^5$ elettroni.

A questo punto gli elettroni raggiungono la terza piastra che è uno schermo fluorescente al fosforo che riconverte gli elettroni in fotoni visibili che raggiungono lo schermo CCD attraverso fasci di fibre ottiche[28]. E' qui che i fotoni incontrano il vero e proprio sensore della telecamera costituito da uno schermo CCD. Lo schermo CCD è composto da una matrice di fotoelementi che raccolgono su ciascun punto, denominato pixel, una quantità di fotoelettroni proporzionale all'intensità della luce che colpisce il sensore. Questa carica elettronica rappresenta l'unità di informazione, sotto forma di segnale elettrico, relativa ad un particolare dell'immagine inquadrata. L'insieme di queste unità di informazione raccolte dall'intera matrice rappresenta l'intera immagine. Per poter esser lette ed analizzate, queste informazioni devono esser trasferite verso l'uscita ordinatamente e continuamente. Questo avviene attraverso opportuni elettrodi di controllo (circuiti flip-flop di tipo D schematizzato in *Figura 5.6*), che, tramite la variazione della loro polarità, consentono la migrazione di dette cariche.

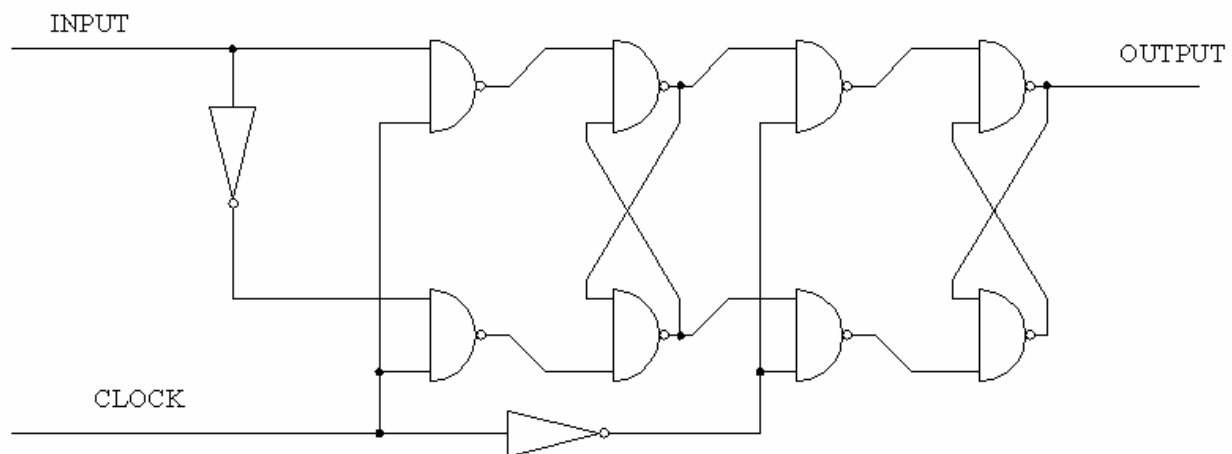


Figura 5.6: Schema di un circuito FLIP-FLOP

La velocità di trasferimento del segnale attraverso questo circuito dipende essenzialmente dal segnale di clock la cui frequenza è imposta. I circuiti rappresentati con i semicerchi sono detti circuiti NAND, il cui schema e la cui tabella di verità sono rappresentati in *Figura 5.7*

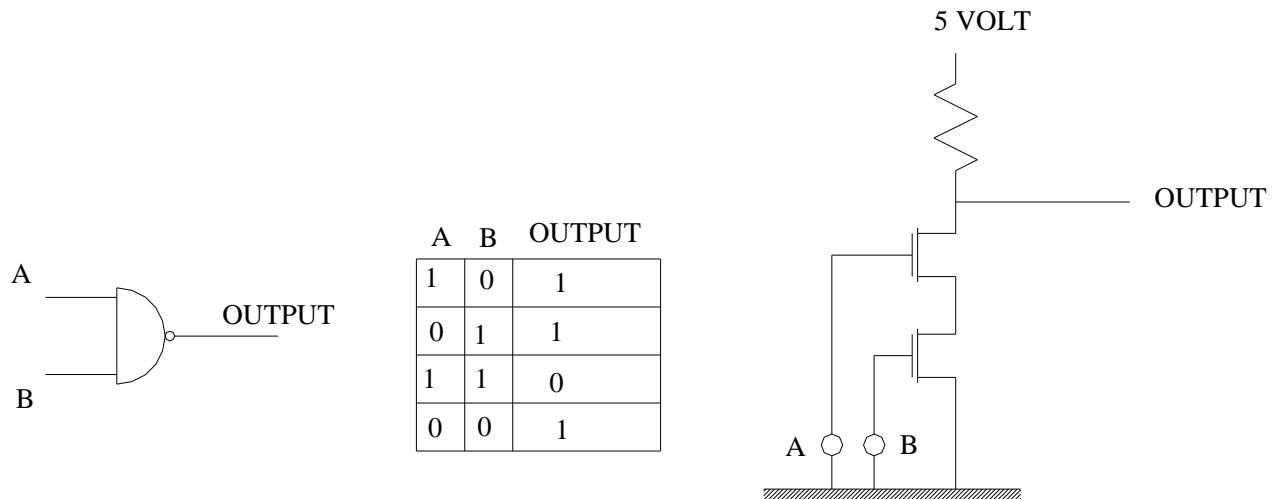


Figura 5.7: Schema di un circuito NAND

I circuiti rappresentati con i triangoli sono circuiti NOT che si ottengono attraverso un circuito NAND (come rappresentato in figura Figura 5.8 nella quale si riporta anche la sua tabella di verità) [31].

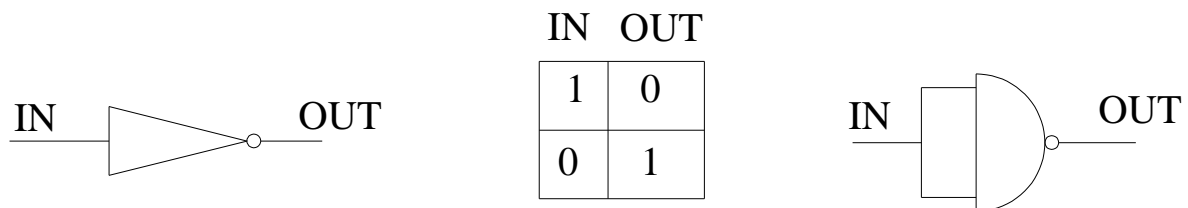


Figura 5.8: Schema di un circuito NOT

Il trasferimento delle informazioni riguardanti l'intera immagine viene gestito da una serie di porte e registri disposti verticalmente, per la gestione di ogni singola colonna della matrice, e orizzontalmente, per raccogliere i dati provenienti dalle varie colonne. Il segnale in uscita risulta in definitiva una sequenza di valori di corrente ottenuti come risultato di una sorta di scansione effettuata su tutti i pixel della matrice sensibile. In Figura 5.9 è riportato lo schema di funzionamento di una telecamera CCD. Il CCD è montato su una piastra termoelettrica ad effetto Peltier per evitare il surriscaldamento dovuto alla radiazione intensificata incidente. Il calore è quindi asportato dalla circolazione forzata di aria o acqua atta a mantenere la temperatura del sensore compresa tra 15 e 40 °C.

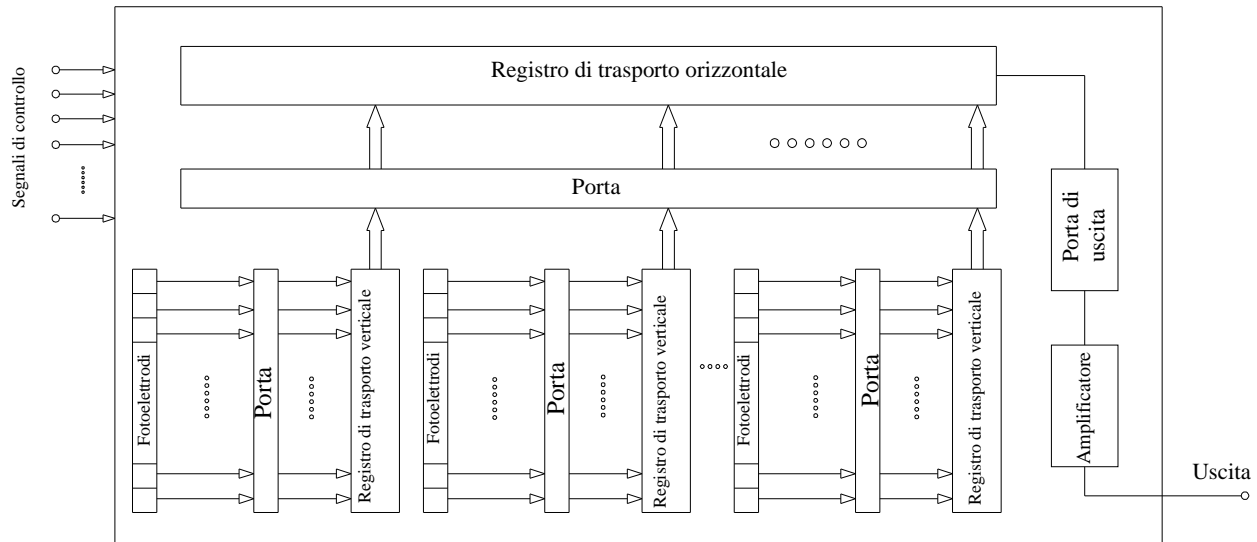


Figura 5.9: Schema di funzionamento di una telecamera CCD

Attualmente esistono matrici CCD con risoluzione di 1024×1024 elementi sensibili e oltre. La caratteristica saliente di questo tipo di sensore è il piccolo tempo di impressione del pixel. Le specifiche principali della telecamera utilizzata sono riportate in Tabella 5.2 [29],[30].

Numero di pixel	512×512
Risoluzione	26 righe/mm
Tempo di impressione del CCD	2 ns
Tempo di acquisizione	250 ms

Tabella 5.2: Specifiche della telecamera utilizzata

5.2: Modalità di prova

Per caratterizzare lo spray, la camera di prova è stata illuminata in maniera che lo spray risultasse in controluce rispetto alla telecamera così da generare un'ombra rilevata dalla telecamera. Variando il ritardo dell'acquisizione rispetto al segnale di iniezione è stato possibile trovare per tentativi l'istante al quale inizia l'iniezione e, successivamente, fotografare lo spray in vari istanti durante l'iniezione. Le immagini ottenute non appartengono ad uno stesso spray ma ognuna ad uno spray diverso.

Le prove sono stata effettuata in condizioni di contropressione e tempo di mantenimento, e riassunte in Tabella 5.3.

Tempi di mantenimento	Contropressioni						
	100 kPa	150 kPa	200 kPa	250 kPa	300 kPa	350 kPa	400 kPa
0,2 ms	SI	SI	SI	SI	SI	SI	SI
0,4 ms	SI	SI	SI	SI	SI	NO	NO
0,8 ms	SI	SI	SI	NO	NO	NO	NO
1,2 ms	SI	SI	SI	NO	NO	NO	NO

Tabella 5.3: Condizioni nelle quali è stata fatta la caratterizzazione dell'iniettore.

In questa maniera è stato possibile caratterizzare in modo adeguato l'iniettore e vedere come variano le grandezze principali in funzione della pressione e del tempo.

5.3: Parametri di interesse e loro misura

I parametri che interessano principalmente per la caratterizzazione dello spray, oltre alla sua stessa morfologia, sono la penetrazione, l'angolo di deviazione e lo spray angle misurato, secondo la normativa SAE, a 15 mm dall'iniettore. A queste misurazioni, tipiche della caratterizzazione dell'iniettore, è stata aggiunta la misurazione del local angle all'uscita dell'iniettore (sempre definita secondo la normativa SAE). Questo è infatti un valore che deve esser imposto al modello CFD di spray. Tutte le grandezze sono schematizzate in *Figura 5.10*

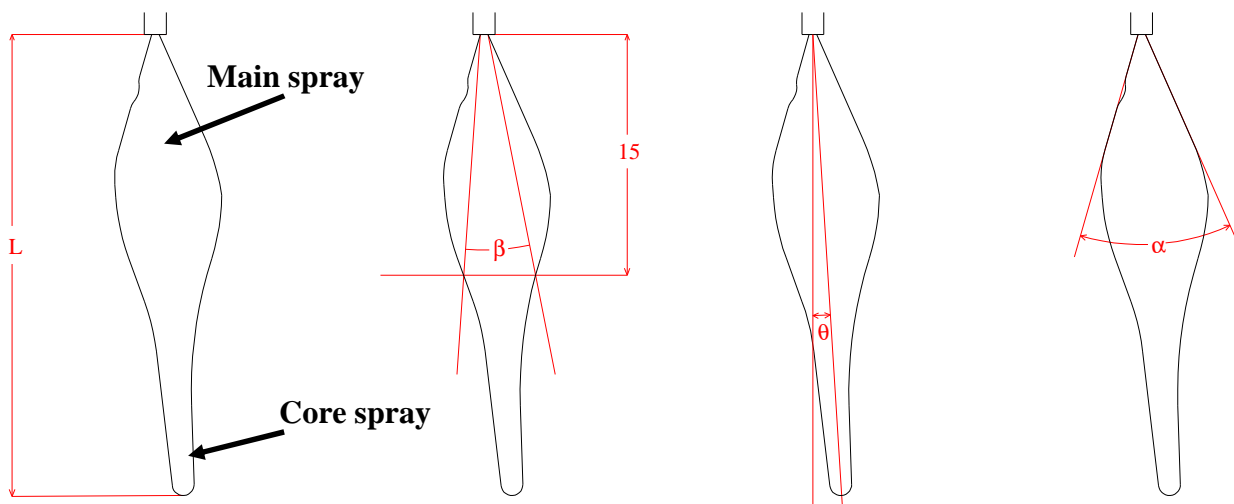


Figura 5.10: Caratteristiche misurate

5.3.1: Angoli caratteristici

Per quanto riguarda l'angolo di deviazione si sa fin dall'inizio che è nullo per come è fatto l'iniettore. Pertanto, dopo una serie di misurazioni di conferma, lo si è considerato effettivamente nullo senza proseguire ad ulteriori analisi.

Per quanto riguarda invece lo spray angle e il local angle, è stata semplicemente applicata la normativa e misurata l'apertura del cono come illustrato in *Figura 5.11*

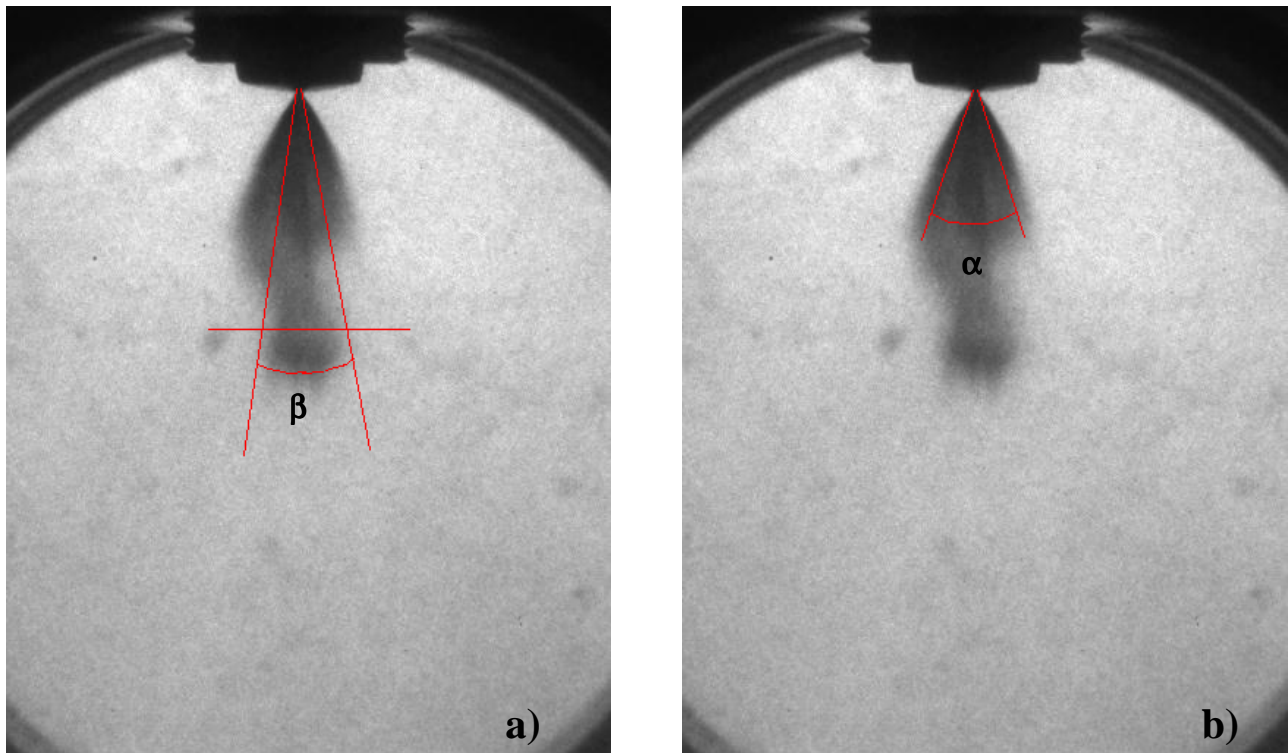


Figura 5.11: Misurazione dello spray angle a) e del local angle b)

5.3.2: Penetrazione

La penetrazione si definisce come la distanza della sommità del core spray dall'iniettore, come già illustrato in *Figura 5.10*. La sua misurazione è risultata meno semplice che per gli angoli. Infatti, non essendo stato noto il fattore di scala, è stato necessario introdurre una dima di riferimento in camera di prova attraverso il foro che normalmente funge da sede dell'iniettore. Per illuminarlo in luce radente si è utilizzata la terza finestra ottica della camera (illuminarlo frontalmente avrebbe potuto disturbare la fotografia). Questa operazione è stata fatta senza cambiare l'amplificazione dell'immagine rispetto a quella utilizzata per scattare le foto dello spray. Il risultato è riportato in *Figura 5.12*

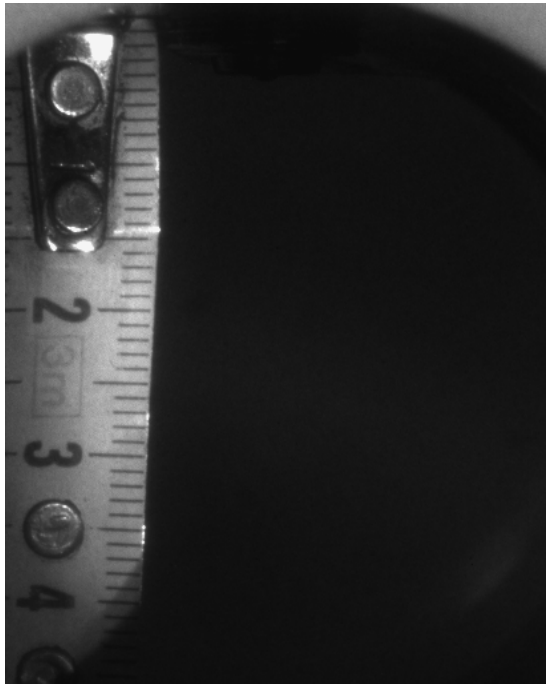


Figura 5.12: Immagine del metro inserito in camera di visualizzazione come riferimento

La foto del metro quindi, affiancata a quella dello spray, è servita da scala graduata per misurare la penetrazione, come raffigurato in *Figura 5.13*

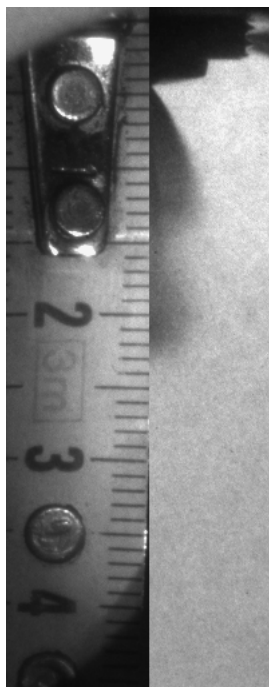


Figura 5.13: Misurazione della penetrazione del core spray

5.4 Elaborazione delle misure ottenute

Per trovare valori di penetrazione, di spray angle e di local angle affidabili si sono svolte le misure su sei campioni per ogni istante e per ogni condizione di prova e sono stati calcolati poi i valori delle medie.

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^6 x_i}{6}$$

Dal momento che sono state ottenute sei fotografie per ogni istante e per ogni condizione di prova è stato necessario scegliere una di queste sei come immagine finale dell'analisi sperimentale. Per farlo si è scelta quella i cui dati misurati sono in qualche maniera più vicini ai valori medi calcolati. Per definire un errore globale (e quindi una sorta di distanza dal valor medio) dell'immagine in analisi per quanto riguarda le tre grandezze misurate viene definito un vettore errore le cui componenti sono la distanza della penetrazione, del local angle all'uscita dell'iniettore e dello spray angle a 15 mm dall'iniettore misurate rispetto al valor medio. Si calcola poi il modulo di tale vettore con la formula

$$M = \sqrt{E_1^2 + E_2^2 + E_3^2}$$

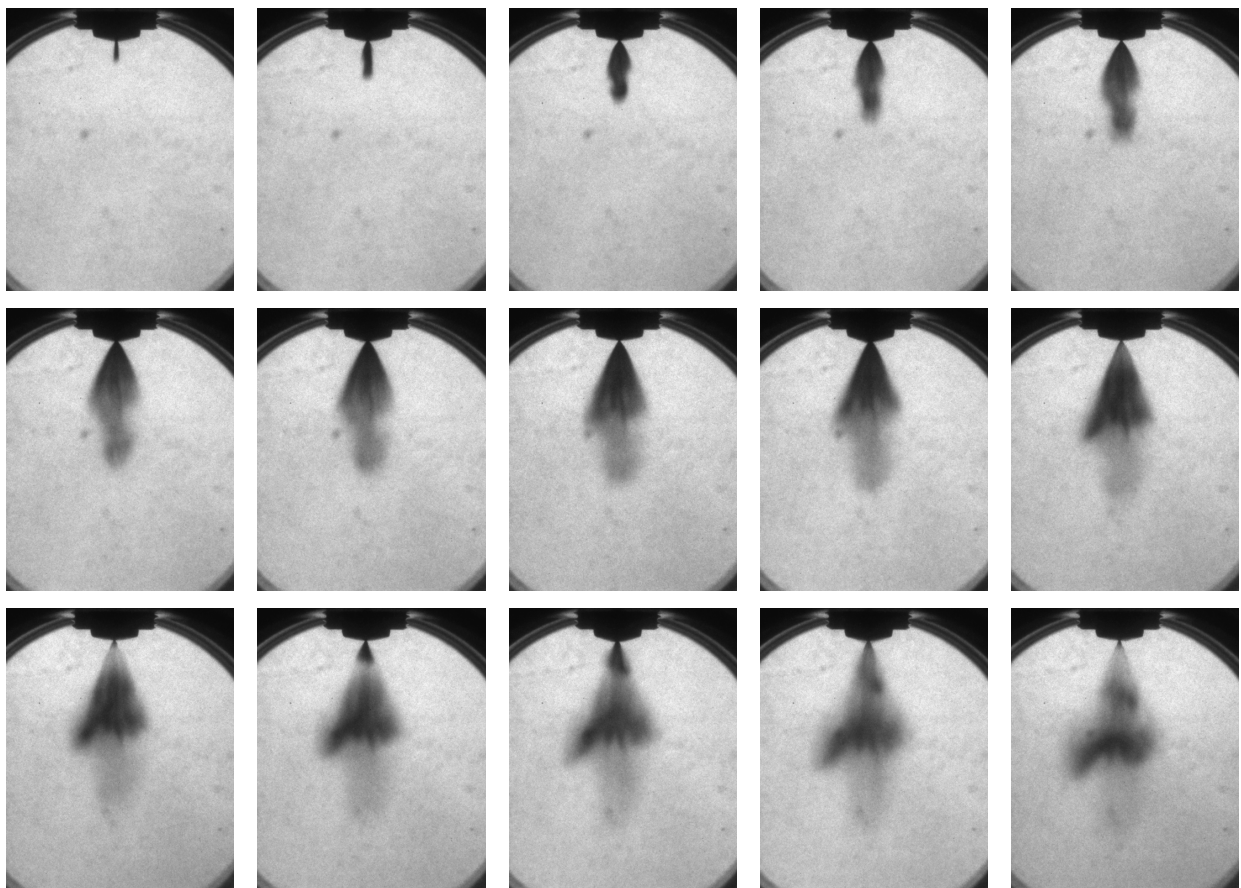
Dove E sono gli errori definiti prima. L'immagine da utilizzare come riferimento e che quindi viene riportata come esempio è quella per la quale questo modulo è minore.

Capitolo 6: Caratterizzazione dello spray

6.1 Evoluzione dello spray

Grazie all'analisi sperimentale si sono ottenute delle immagini che descrivono l'evoluzione dello spray in camera di prova.

Da esse si può notare come l'iniezione reale abbia una durata superiore al tempo di mantenimento. Ciò è dovuto solo in parte all'effetto del transitorio di chiusura, che ritarda la chiusura dello spillo di circa 0,3 ms, una durata che è simile a valori forniti dalla letteratura. In realtà l'iniezione dura ancora di più per effetto del rimbalzo dello spillo sulla sua sede. Infatti, una volta chiusosi, lo spillo rimbalza per più di una volta sulla sede prolungando l'iniezione per altri 0,5 ms dopo la fine del transitorio di chiusura. Tale fenomeno risulta evidente osservando le immagini relative agli ultimi istanti dell'iniezione, quando, per effetto di tali rimbalzi, continua ad uscire benzina dall'iniettore in maniera discontinua (*Figura 6.1*)



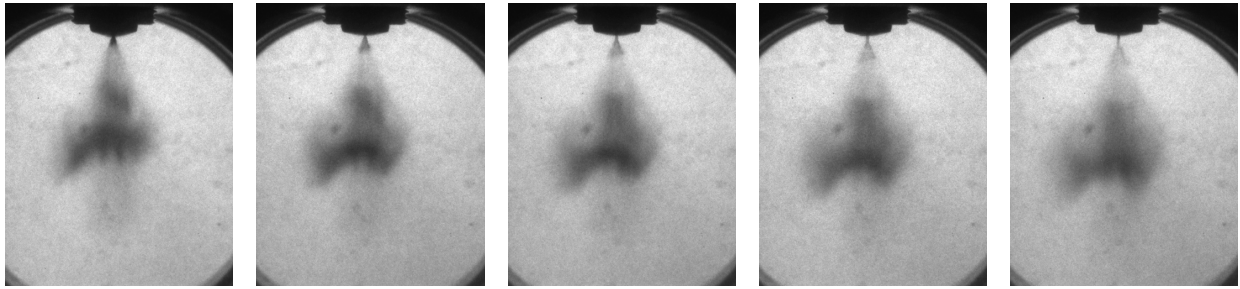
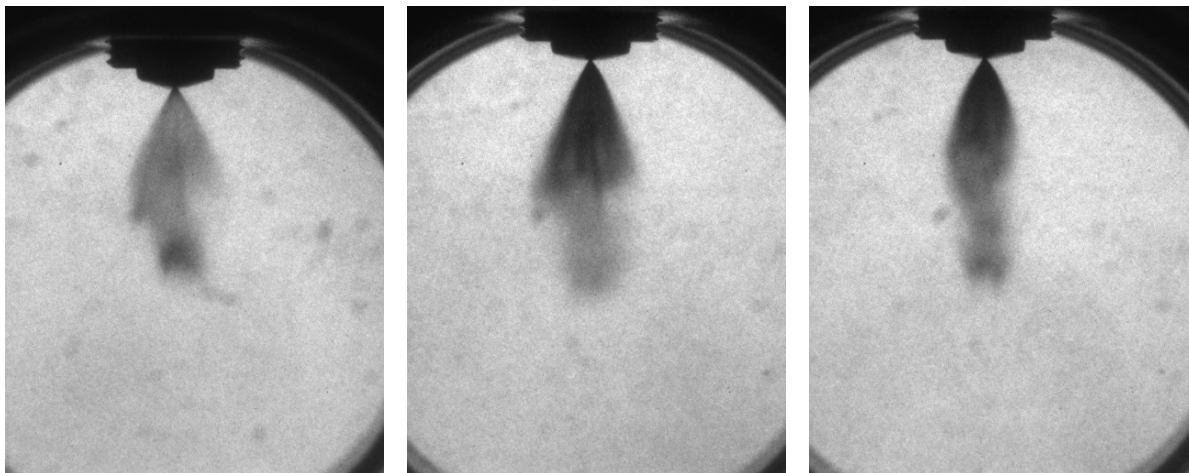


Figura 6.1: Evoluzione dello spray con un tempo di mantenimento di 0,2 ms ed una contropressione in camera di prova di 150 kPa. Le immagini sono state ottenute ogni 0,05 ms partendo dall'inizio dell'iniezione.

Questa serie di rimbalzi è legata molto probabilmente alla non corretta taratura dell'antibounce, un dispositivo interno all'iniettore che serve proprio per evitare i rimbalzi.

L'eccessiva durata dell'iniettata per effetto dei transitori e dei rimbalzi rendono le portate minime dell'iniettore troppo elevate rispetto alle esigenze. Se il problema consistesse in un'errata taratura dell'antibounce potrebbe bastare una corretta taratura di questo dispositivo per risolverlo.

Per descrivere il comportamento dello spray si riporta un'ulteriore serie di immagini (*Figura 6.2*) ad uno stesso ritardo rispetto all'apertura dell'iniettore con diversi valori di contropressione in camera.



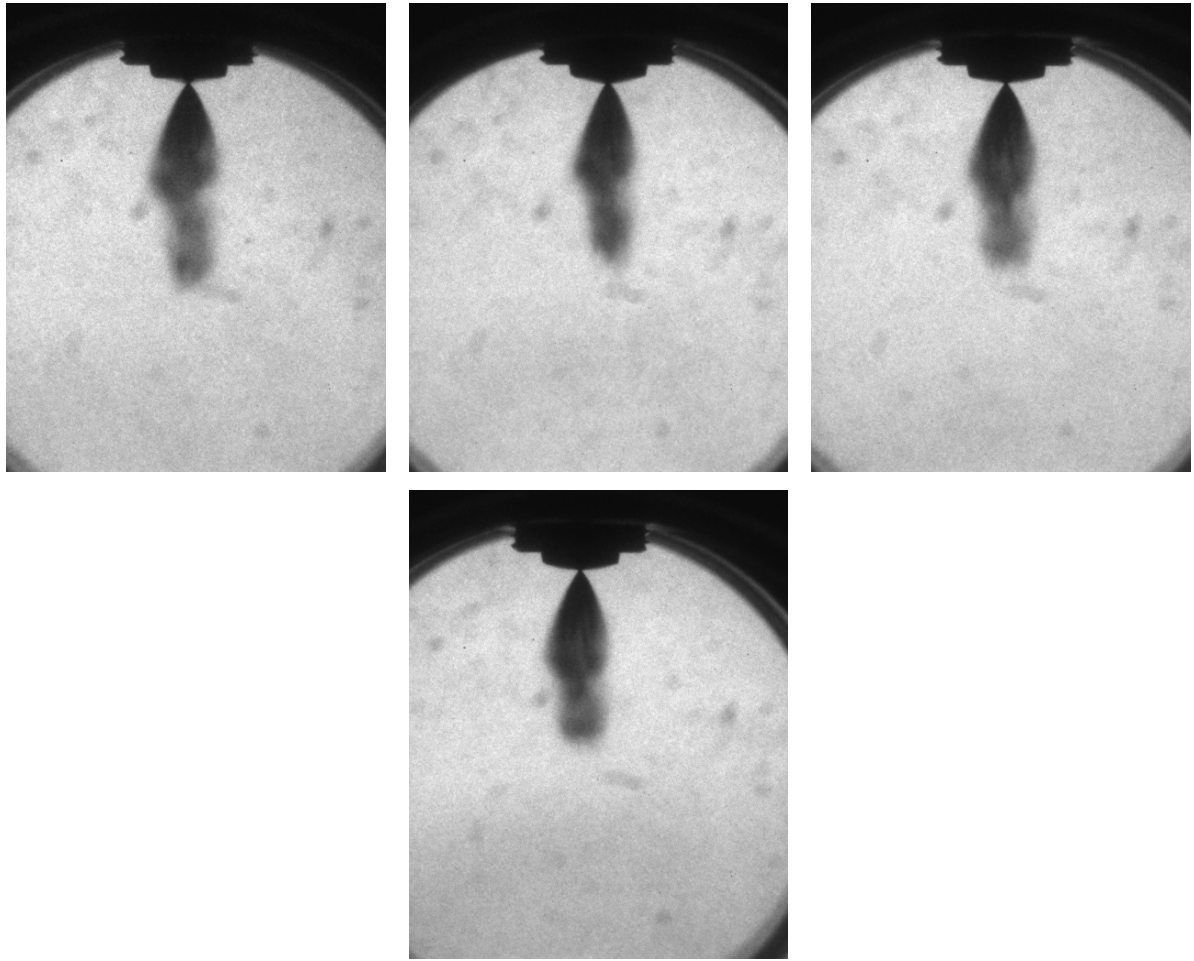
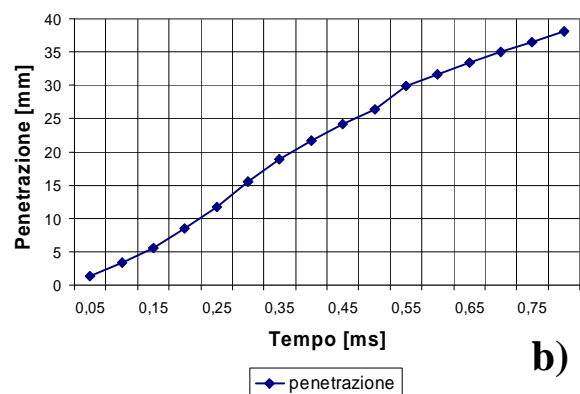
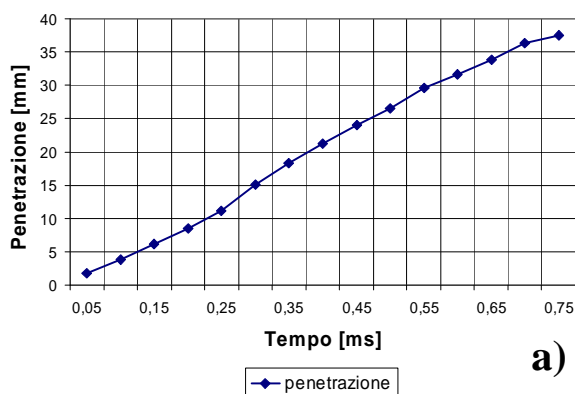


Figura 6.2: Spray di un'iniezione della durata di 0,2 ms a 0,4 ms dall'apertura dell'iniettore alle contropressioni di 100 kPa, 150 kPa, 200 kPa, 250 kPa, 300 kPa, 350 kPa e 400 kPa

Da queste immagini si evidenzia l'altro aspetto caratteristico del comportamento dell'iniettore swirl e cioè la dipendenza dell'apertura dello spray dalla contropressione. Infatti l'apertura dello spray è assai minore nel caso a 400 kPa che nel caso a 100 kPa.

6.2 Penetrazione dello spray

Come già esposto nel *paragrafo 5.3.2*, è stata misurata su queste immagini la penetrazione dello spray. Si riportano i diagrammi di questa grandezza nel tempo (da *Figura 6.3* a *Figura 6.9*).



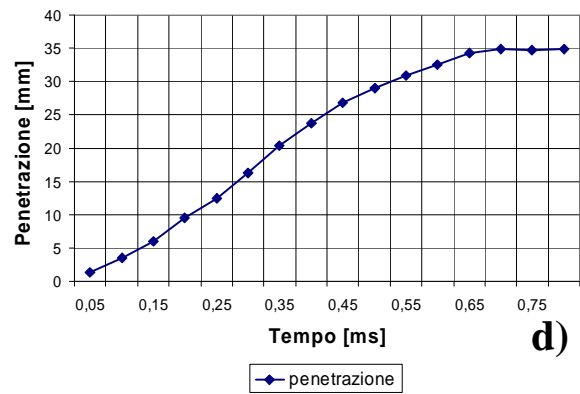
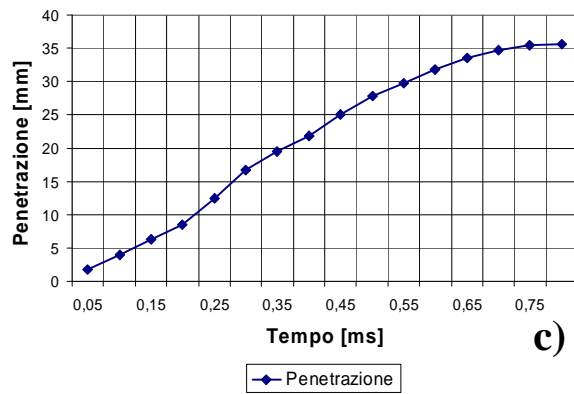


Figura 6.3: Andamento della penetrazione in funzione del tempo a 100 kPa per tempi di mantenimento di 0,2 ms a), 0,4 ms b), 0,8 ms c) e 1,2 ms d).

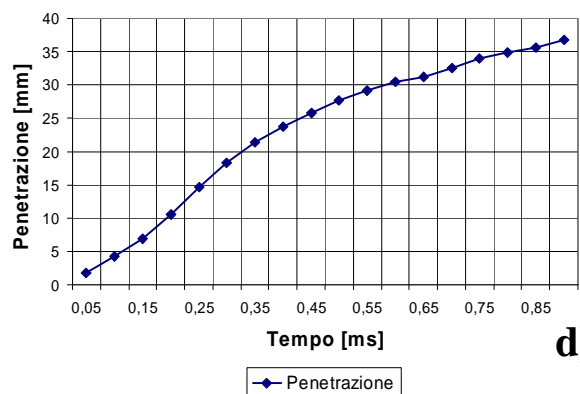
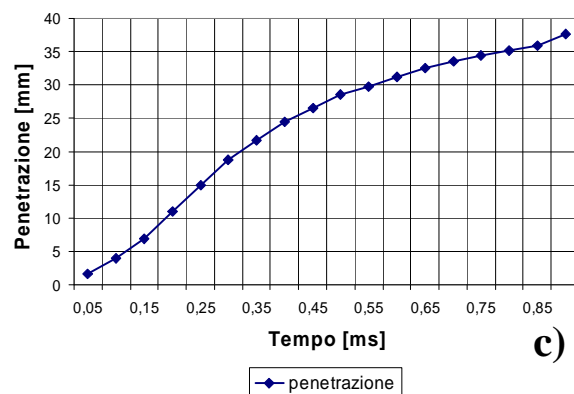
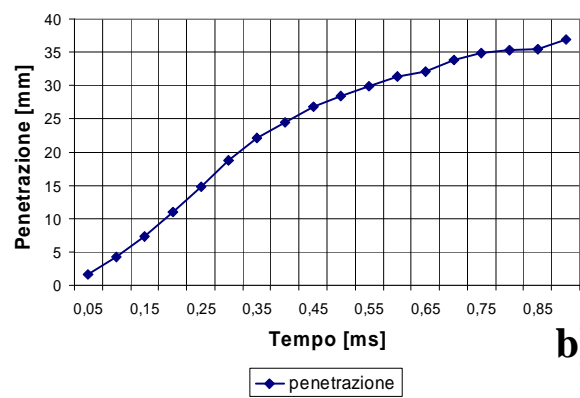
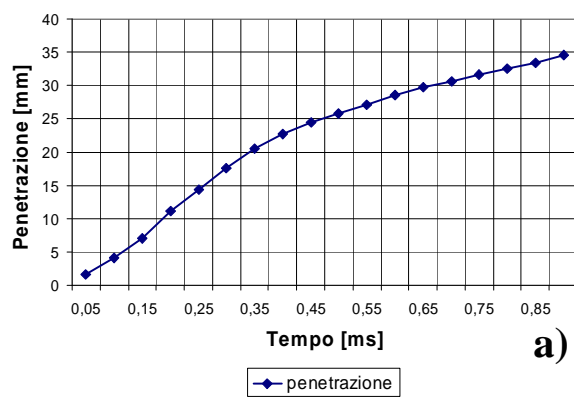


Figura 6.4: Andamento della penetrazione in funzione del tempo a 150 kPa per tempi di mantenimento di 0,2 ms a), 0,4 ms b), 0,8 ms c) e 1,2 ms d).

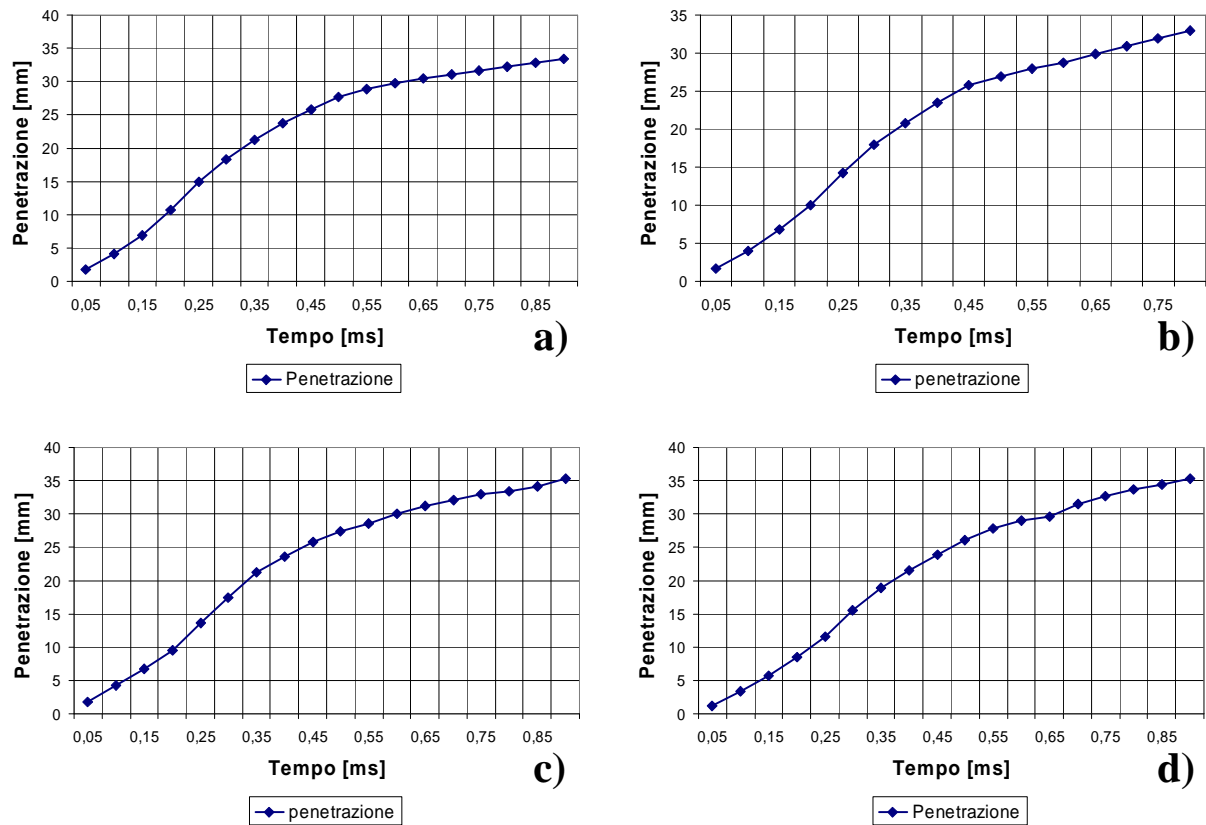


Figura 6.5: Andamento della penetrazione in funzione del tempo a 200 kPa per tempi di mantenimento di 0,2 ms a), 0,4 ms b), 0,8 ms c) e 1,2 ms d).

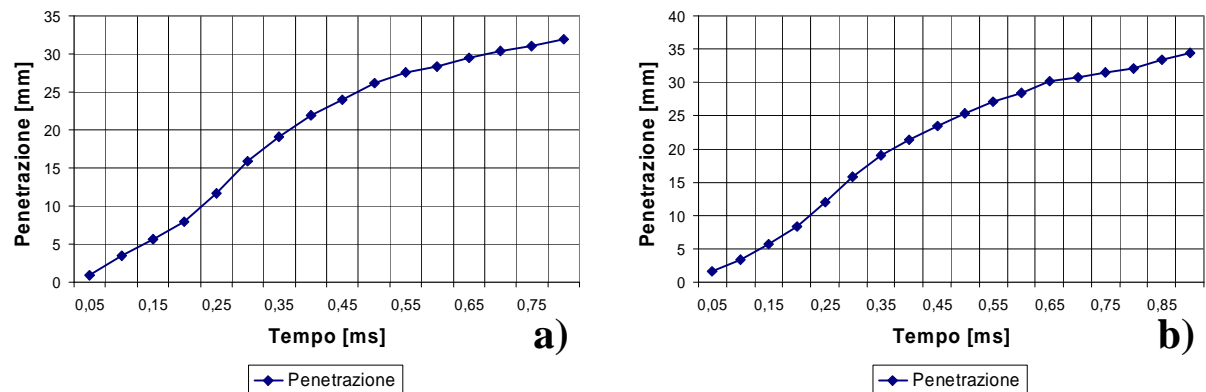


Figura 6.6: Andamento della penetrazione in funzione del tempo a 250 kPa per tempi di mantenimento di 0,2 ms a) e 0,4 ms b).

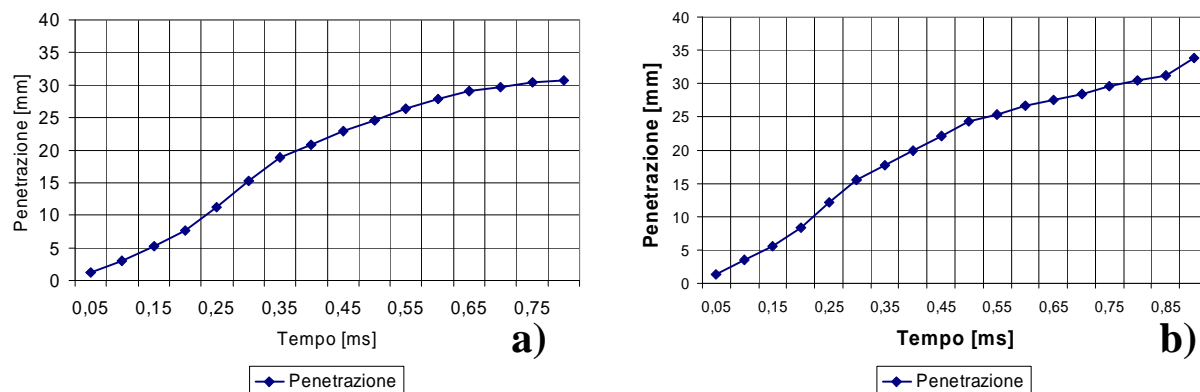


Figura 6.7: Andamento della penetrazione in funzione del tempo a 300 kPa per tempi di mantenimento di 0,2 ms a) e 0,4 ms b).

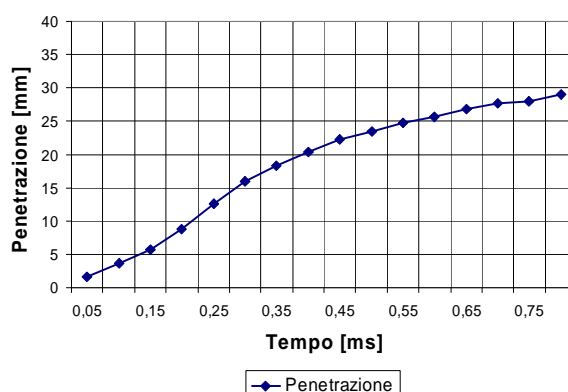


Figura 6.8: Andamento della penetrazione in funzione del tempo a 350 kPa per un tempo di mantenimento di 0,2 ms.

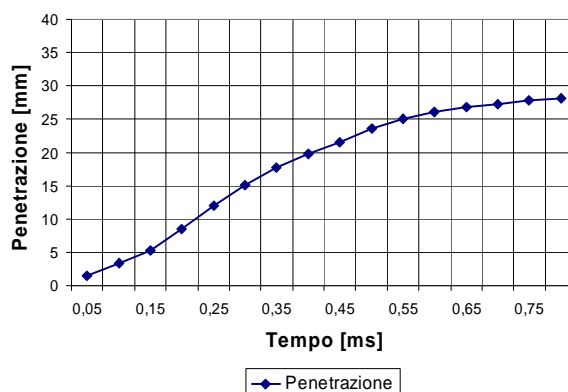


Figura 6.9: Andamento della penetrazione in funzione del tempo a 400 kPa per un tempo di mantenimento di 0,2 ms.

L'andamento della penetrazione nel tempo è quello che si potrebbe già qualitativamente prevedere a priori. Infatti si ha una prima fase durante la quale derivata della curva, inizialmente bassa, cresce nel tempo, ed una seconda fase durante la quale la stessa torna a calare. Ciò è dovuto alla sovrapposizione di due effetti. In una fase iniziale infatti dall'iniettore esce della benzina a velocità piuttosto bassa (che forma il core spray), seguita poi da benzina a velocità sempre maggiore fino ad una velocità di regime. Successivamente si fa più evidente l'effetto combinato dell'attrito dell'aria, che rallenta le gocce, e del break up secondario, che riduce la dimensione e quindi la massa delle gocce e la quantità di moto. Questi fenomeni portano ad un calo della derivata della curva di

penetrazione nel tempo che tende a spianarsi. Può essere interessante confrontare l'andamento della penetrazione in funzione della contropressione a 0,3 e a 0,75 ms dall'apertura dell'iniettore (Figura 6.10).

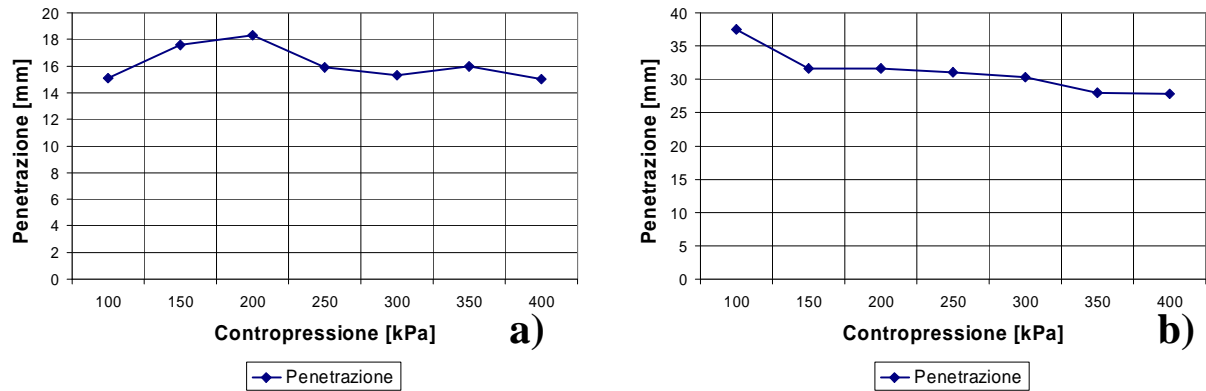
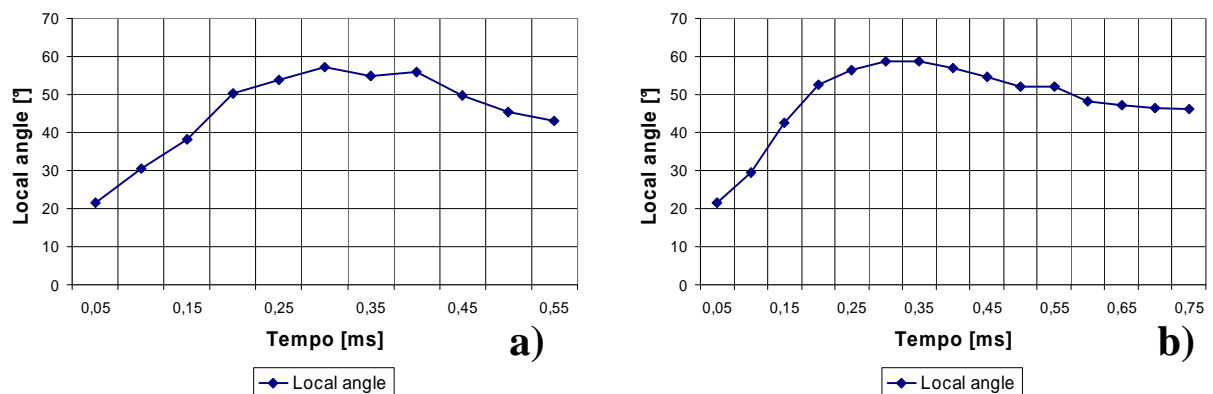


Figura 6.10: Andamento della penetrazione in funzione della contropressione per iniettate con tempo di mantenimento di 0,2 ms a 0,3 ms a) e a 0,75 ms b) dall'apertura dell'iniettore

Si può notare inizialmente un minore effetto della contropressione sulla penetrazione rispetto a quanto accade successivamente. Il diverso comportamento è dovuto al fatto che a pressioni più elevate si fanno più intensi gli sforzi viscosi. Ciò fa sì che nella prima fase, quando la benzina è appena uscita e gli sforzi viscosi non hanno grossi effetti, la sensibilità alla pressione sia bassa e aumenti successivamente, quando l'effetto degli sforzi viscosi si fa più sensibile. Quando si inietta tardi (e quindi con elevate contropressioni) è utile avere basse penetrazioni dello spray per ridurre l'impingement sul pistone.

6.3 Local angle

Si riportano adesso i diagrammi del local angle all'uscita dell'iniettore in funzione del tempo.



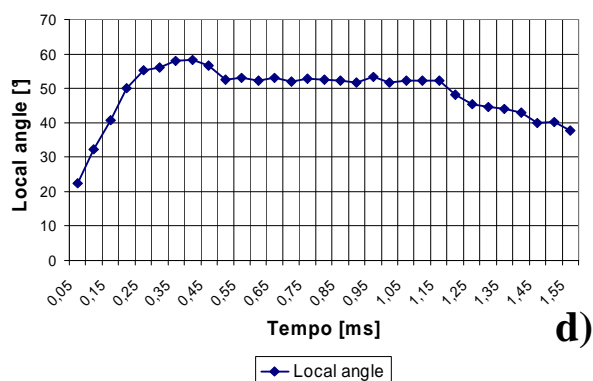
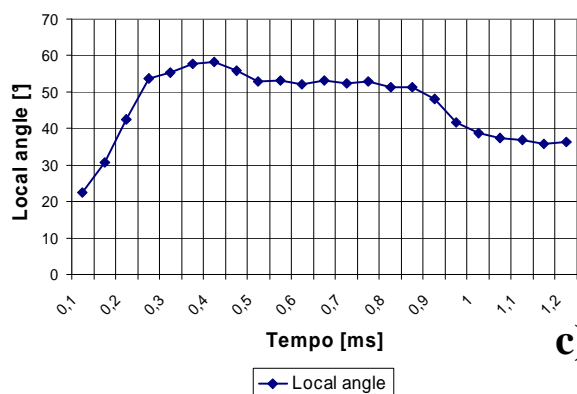


Figura 6.11: Andamento del local angle in funzione del tempo a 100 kPa per tempi di mantenimento di 0,2 ms, 0,4 ms, 0,8 ms e 1,2 ms.

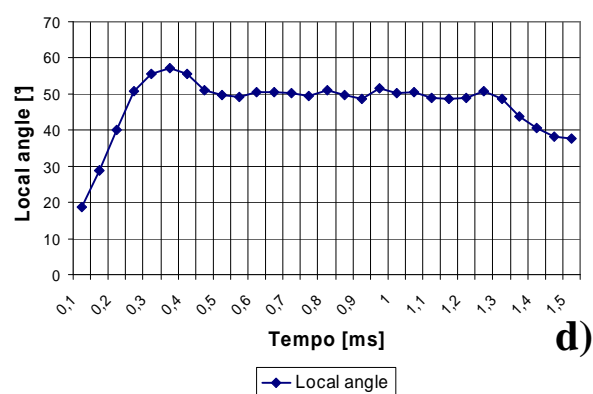
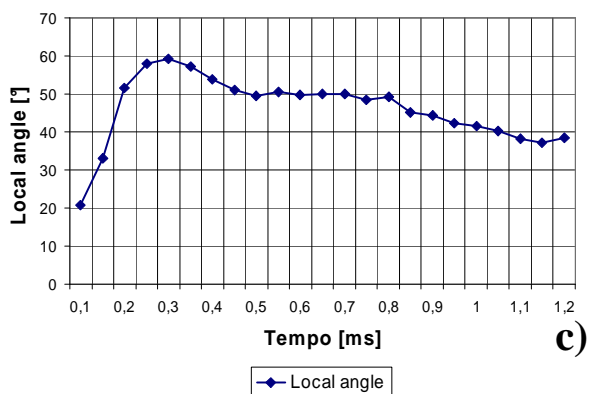
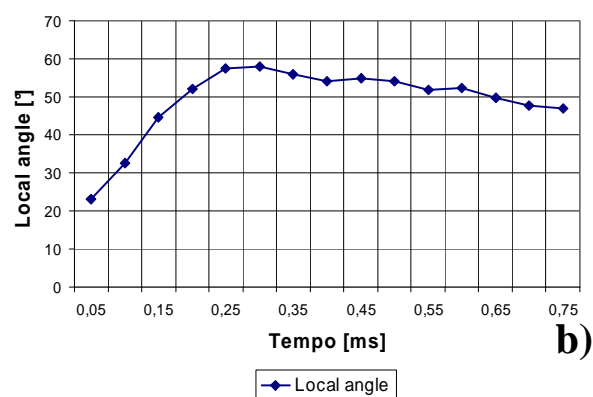
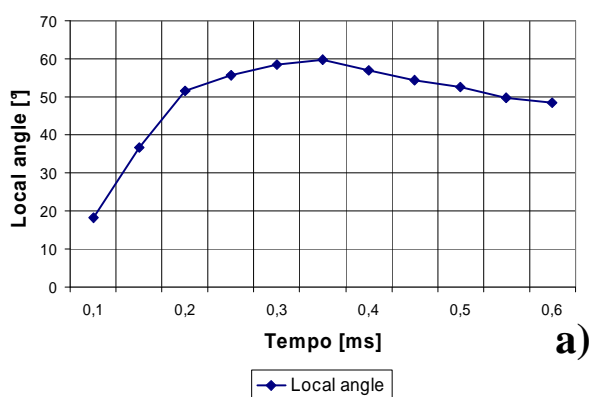
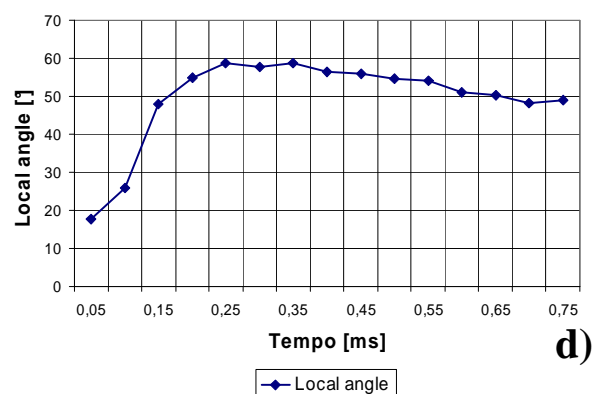
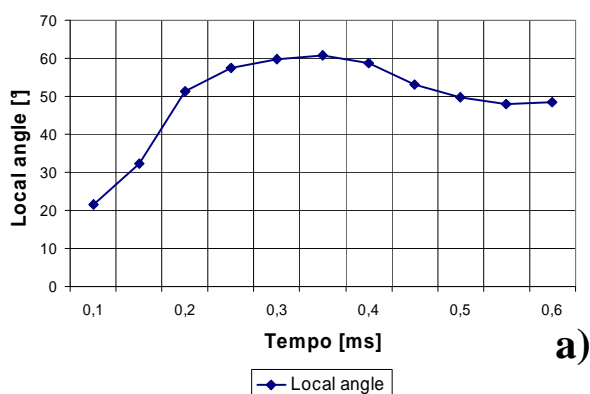


Figura 6.12: Andamento del local angle in funzione del tempo a 150 kPa per tempi di mantenimento di 0,2 ms, 0,4 ms, 0,8 ms e 1,2 ms.



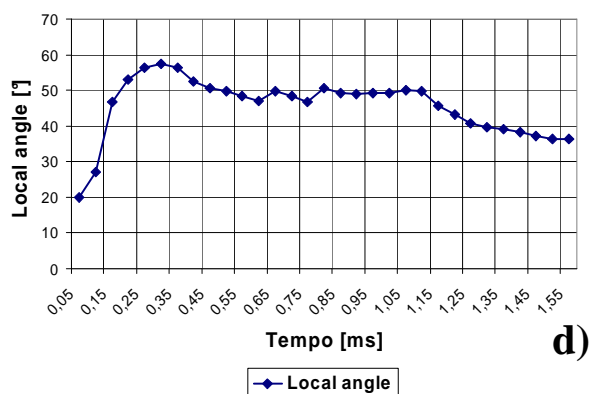
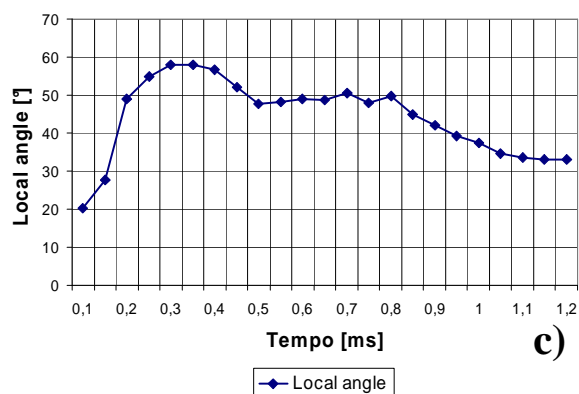


Figura 6.13: Andamento del local angle in funzione del tempo a 200 kPa per tempi di mantenimento di 0,2 ms, 0,4 ms, 0,8 ms e 1,2 ms.

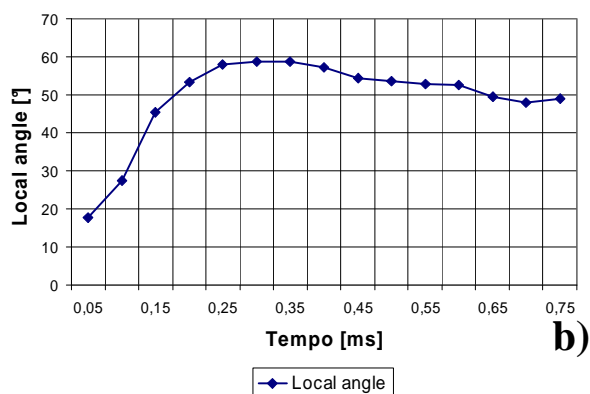
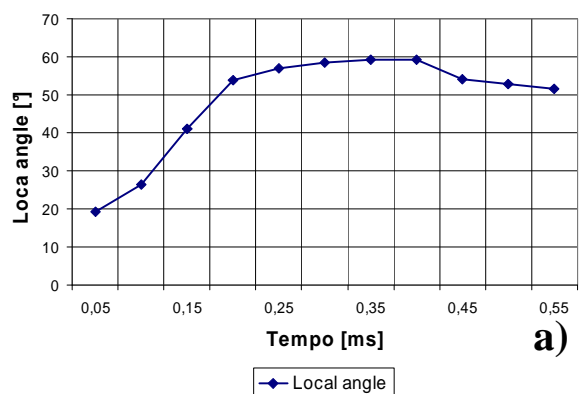


Figura 6.14: Andamento del local angle in funzione del tempo a 250 kPa per tempi di mantenimento di 0,2 ms e 0,4 ms.

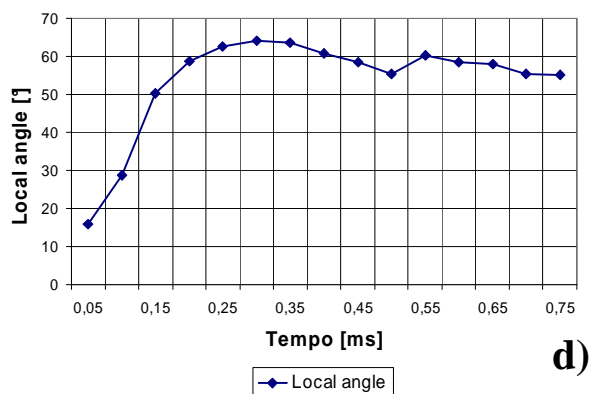
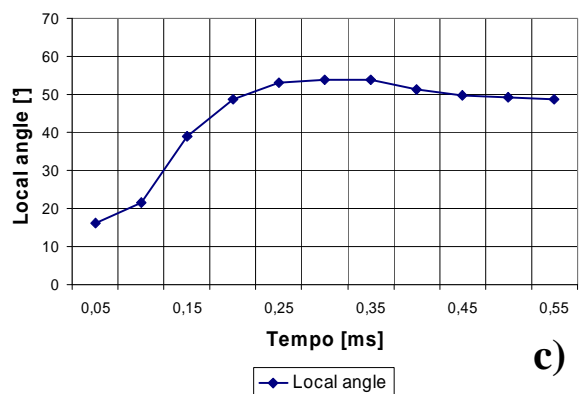


Figura 6.15: Andamento del local angle in funzione del tempo a 300 kPa per tempi di mantenimento di 0,2 ms e 0,4 ms.

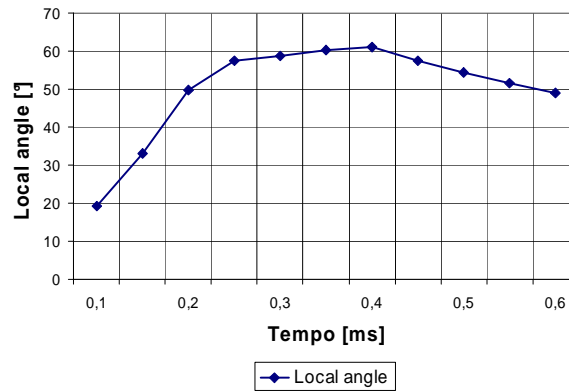


Figura 6.16: Andamento del local angle in funzione del tempo a 350 kPa per un tempo di mantenimento di 0,2 ms

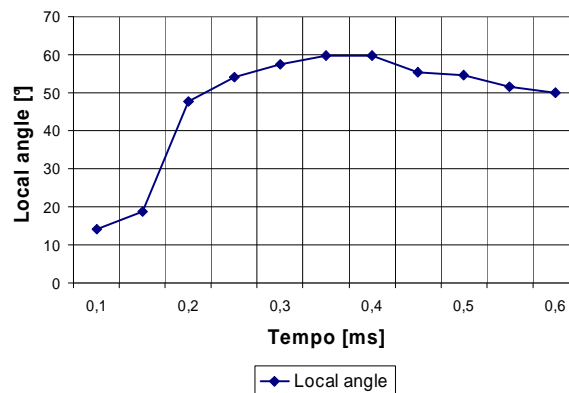


Figura 6.17: Andamento del local angle in funzione del tempo a 400 kPa per un tempo di mantenimento di 0,2 ms

Osservando l'andamento del local angle nel tempo per iniezioni con tempo di mantenimento di 0,8 o di 1,2 ms si può notare una sovraelongazione iniziale del diagramma del local angle. Questo fenomeno naturalmente non può esser notato in iniezioni più brevi poiché, prima ancora che termini tale effetto, comincia l'effetto del transitorio di chiusura. Si può quindi dire che in iniezioni con tempo di mantenimento di 0,2 o 0,4 ms il local angle non raggiunge mai condizioni stabilizzate. Successivamente si ha una fase durante la quale il local angle si stabilizza per poi calare per effetto del transitorio di chiusura. Può esser interessante analizzare l'andamento del local angle con la pressione. In particolare si riportano la sovraelongazione massima del local angle ed il suo valore stabilizzato *Figura 6.18*. Per quanto riguarda il valore stabilizzato, dal momento che per ogni contropressione esso oscilla attorno ad un valor medio, è stato calcolato e diagrammato tale valor medio

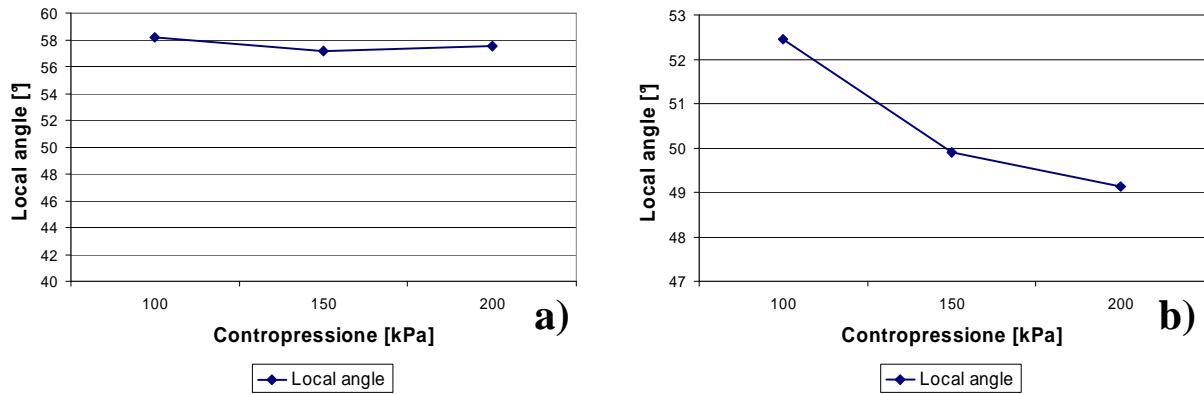


Figura 6.18: Andamento del Local angle massimo a) e stabilizzato b) in funzione della contropressione

Poiché i dati sulle iniezioni prolungate sono presenti soltanto per le contropressione di 100 150 e 200 kPa, si può analizzare il local angle solo in queste condizioni. Si può comunque notare che la sovraelongazione massima del local angle non dipende dalla contropressione mentre il suo valore stabilizzato cala al crescere della contropressione.

6.4 Spray angle

Si riportano i diagrammi dello spray angle misurato a 15 mm dall'iniettore in funzione del tempo.

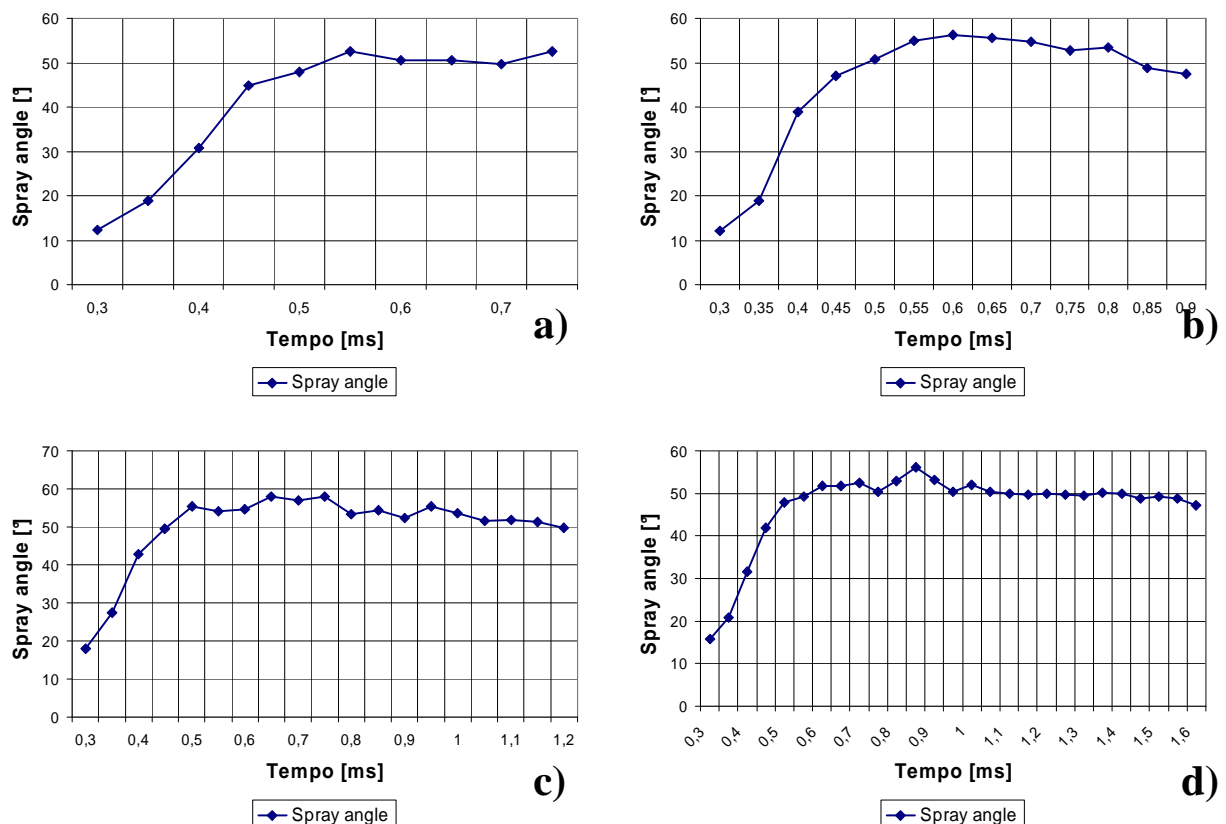


Figura 6.19: Andamento dello spray angle in funzione del tempo a 100 kPa per tempi di mantenimento di 0,2 ms a), 0,4 ms b), 0,8 ms c) e 1,2 ms d).

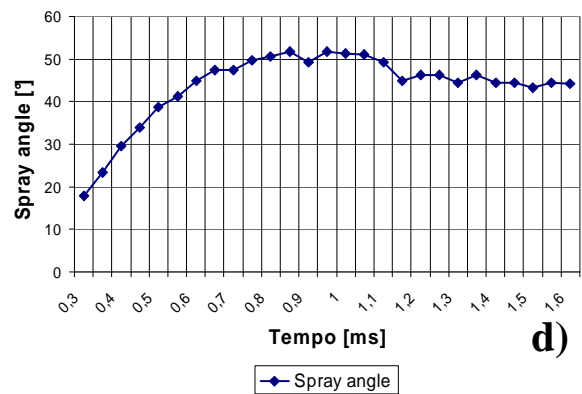
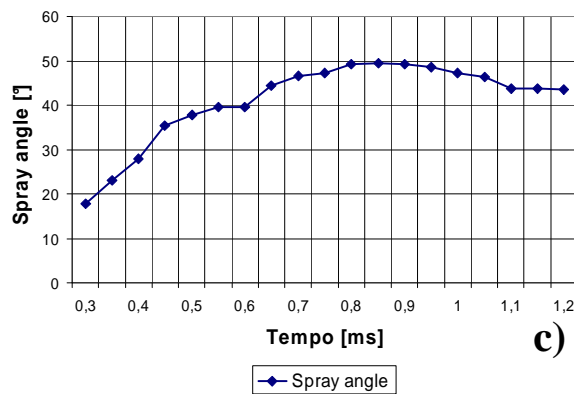
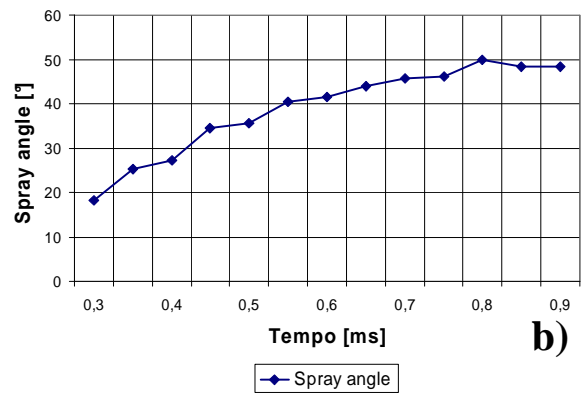
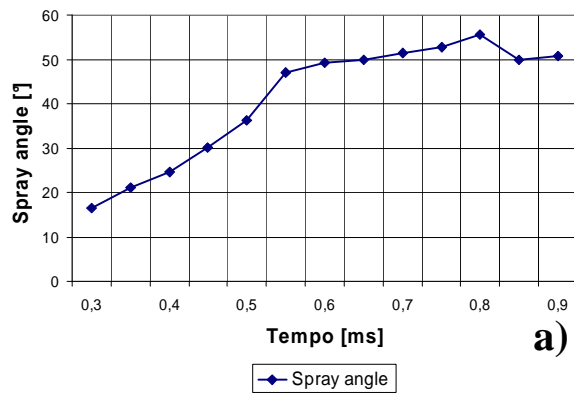
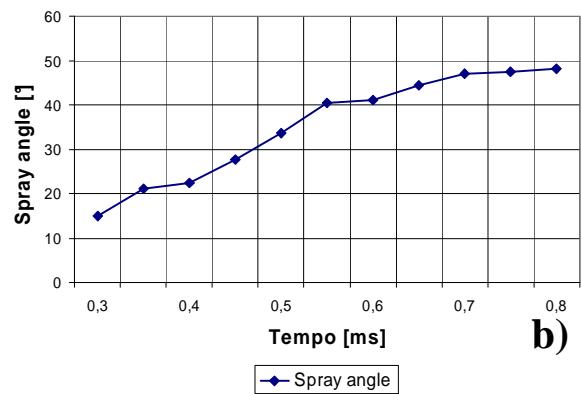
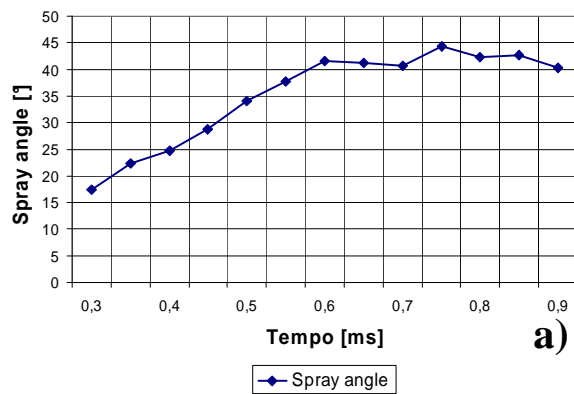


Figura 6.20: Andamento dello spray angle in funzione del tempo a 150 kPa per tempi di mantenimento di 0,2 ms a), 0,4 ms b), 0,8 ms c) e 1,2 ms d).



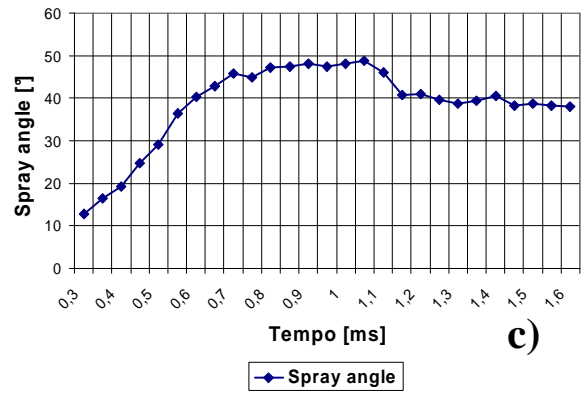
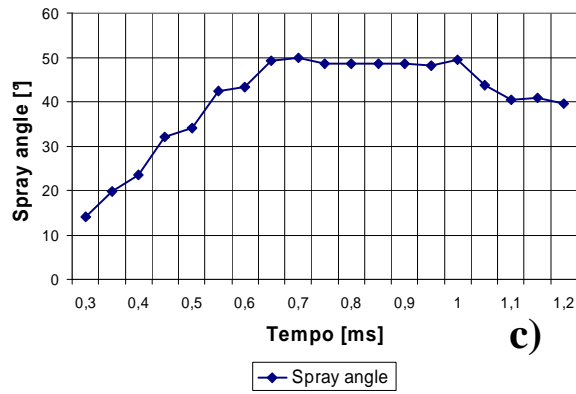


Figura 6.21: Andamento dello spray angle in funzione del tempo a 200 kPa per tempi di mantenimento di 0,2 ms a), 0,4 ms b), 0,8 ms c) e 1,2 ms d).

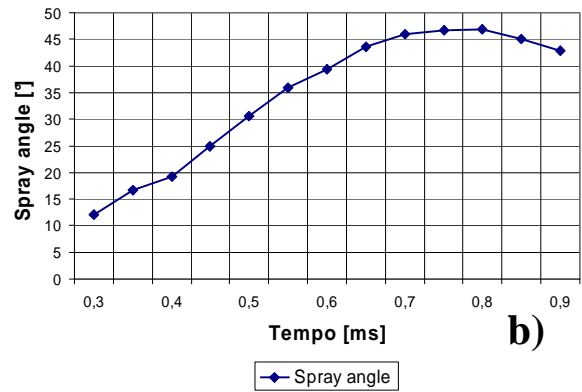
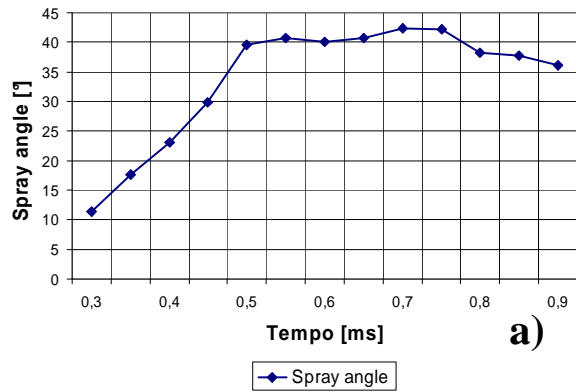


Figura 6.22: Andamento dello spray angle in funzione del tempo a 250 kPa per tempi di mantenimento di 0,2 ms a) e 0,4 ms b).

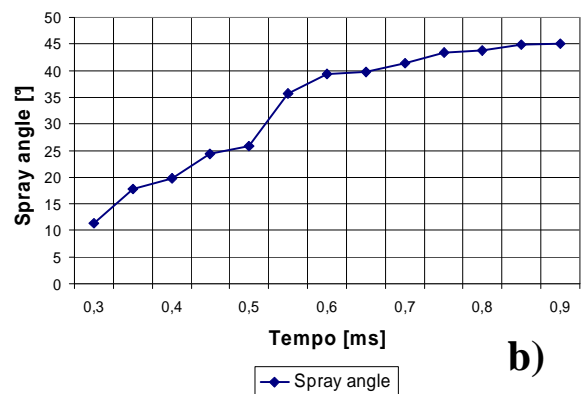
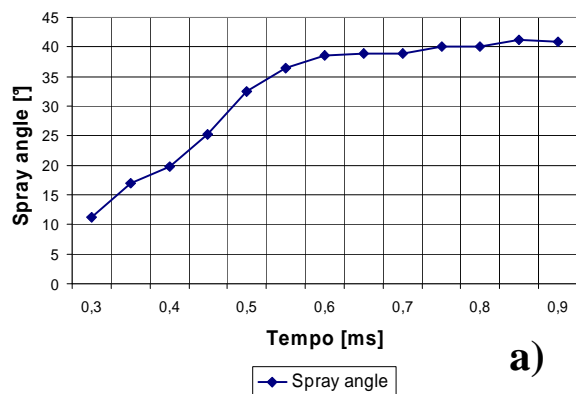


Figura 6.23: Andamento dello spray angle in funzione del tempo a 300 kPa per tempi di mantenimento di 0,2 ms a) e 0,4 ms b).

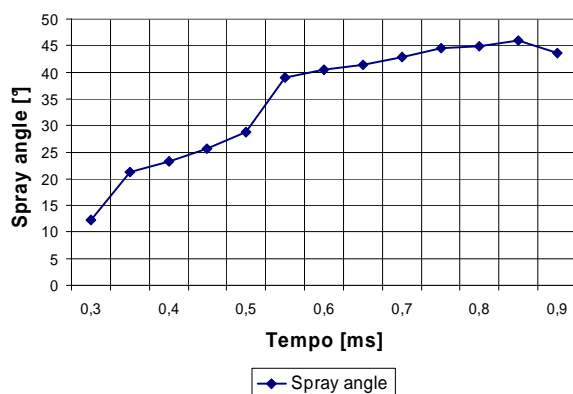


Figura 6.24: Andamento dello spray angle in funzione del tempo a 350 kPa per un tempo di mantenimento di 0,2 ms

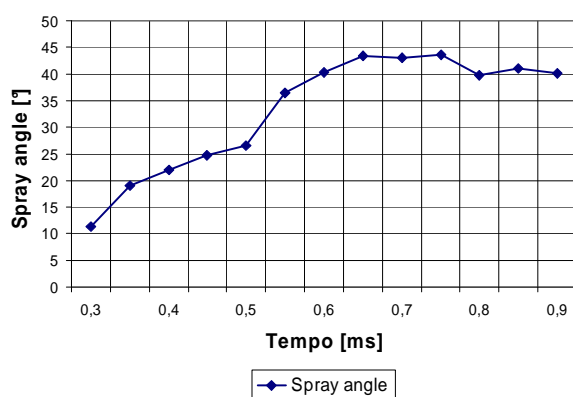


Figura 6.25: Andamento dello spray angle in funzione del tempo a 400 kPa per un tempo di mantenimento di 0,2 ms

Anche in questo caso, osservando le iniezioni più lunghe, si nota un andamento che presenta una sovraelongazione come per il local angle all'uscita dell'iniettore. La causa è da imputarsi alla formazione della zona di ricircolo in corrispondenza del punto nel quale si fa la misurazione. Quando poi la zona di ricircolo si sposta verso il basso lo spray angle cala riportandosi su un valore di regime inferiore. Il momento nel quale lo spray angle assume un valore di regime oscilla attorno agli 1 ms dall'apertura dell'iniettore. Anche in questo caso questo andamento può esser notato solo per le iniezioni più lunghe. Si riportano gli andamenti del massimo valore dello spray angle e del suo valore stabilizzato in funzione della pressione. Come già fatto nel *paragrafo 6.3* a proposito del local angle all'uscita dell'iniettore, dal momento che il valore stabilizzato oscilla, viene diagrammato il suo valore medio.

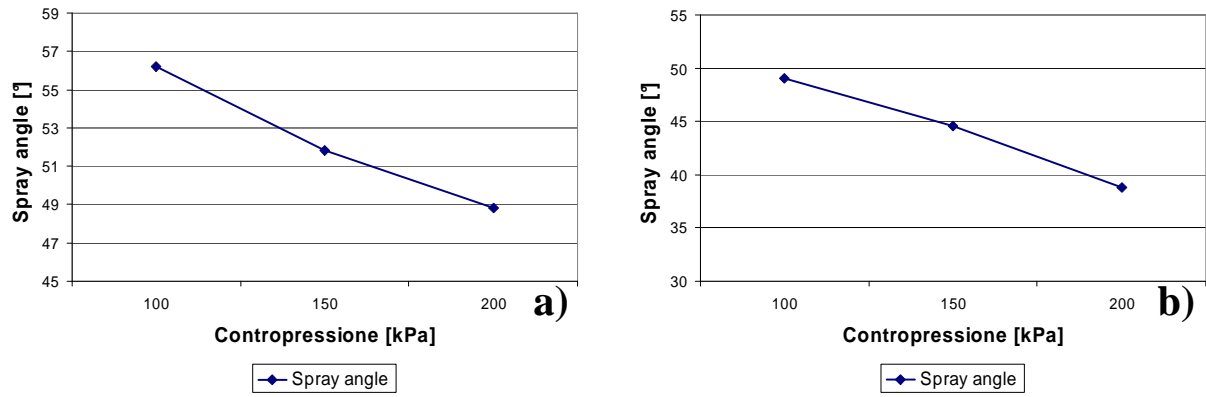


Figura 6.26: Andamento dello Spray angle massimo a) e stabilizzato b) in funzione della contropressione

Si può vedere che entrambi calano all'aumentare della contropressione, confermando quanto scritto nel *paragrafo 3.3*. Si può inoltre notare come la dipendenza dello spray angle dalla contropressione sia molto più sensibile di quella del local angle all'uscita dall'iniettore.

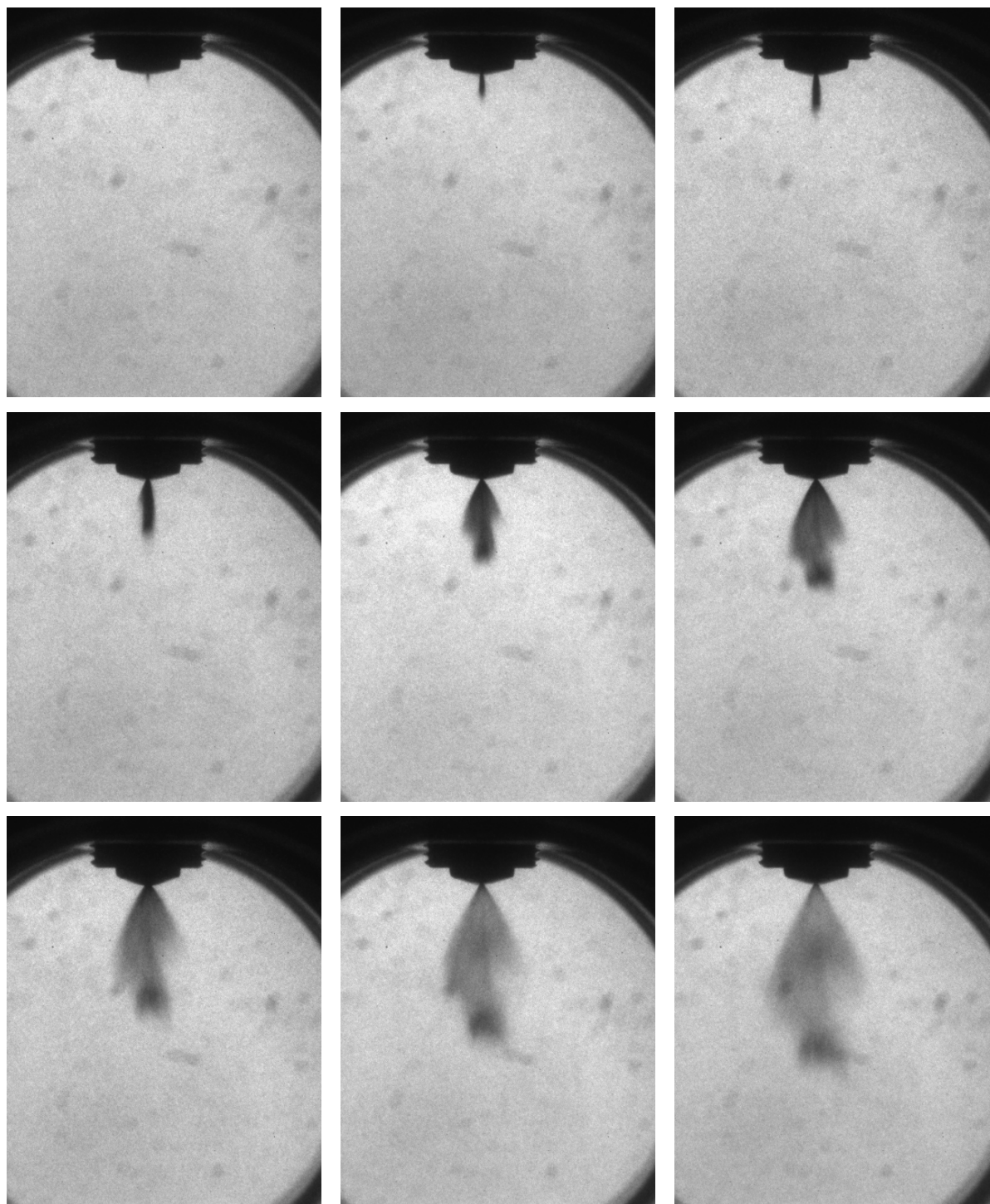
Capitolo 7: Conclusioni e sviluppi futuri

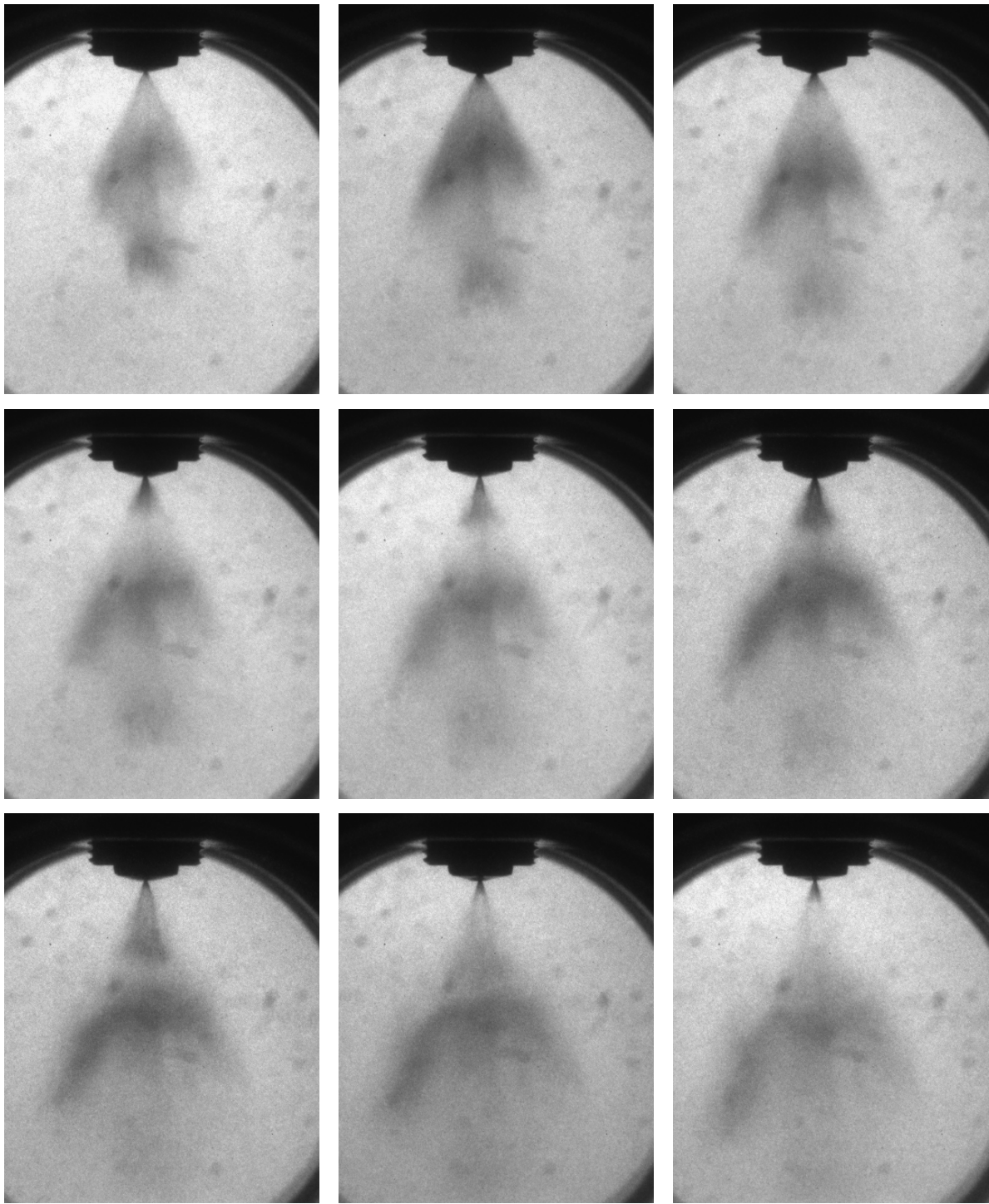
Per la simulazione CFD di un motore GDI, specialmente se a carica stratificata, occorre disporre di un modello numerico dello spray. Attualmente però non esiste la possibilità di simulare uno spray, specie se swirl, in maniera coerente o semicoerente. Perciò è necessario, a partire da analisi sperimentali dello spray, costruire un modello che inevitabilmente dovrà fare uso di parametri empirici.

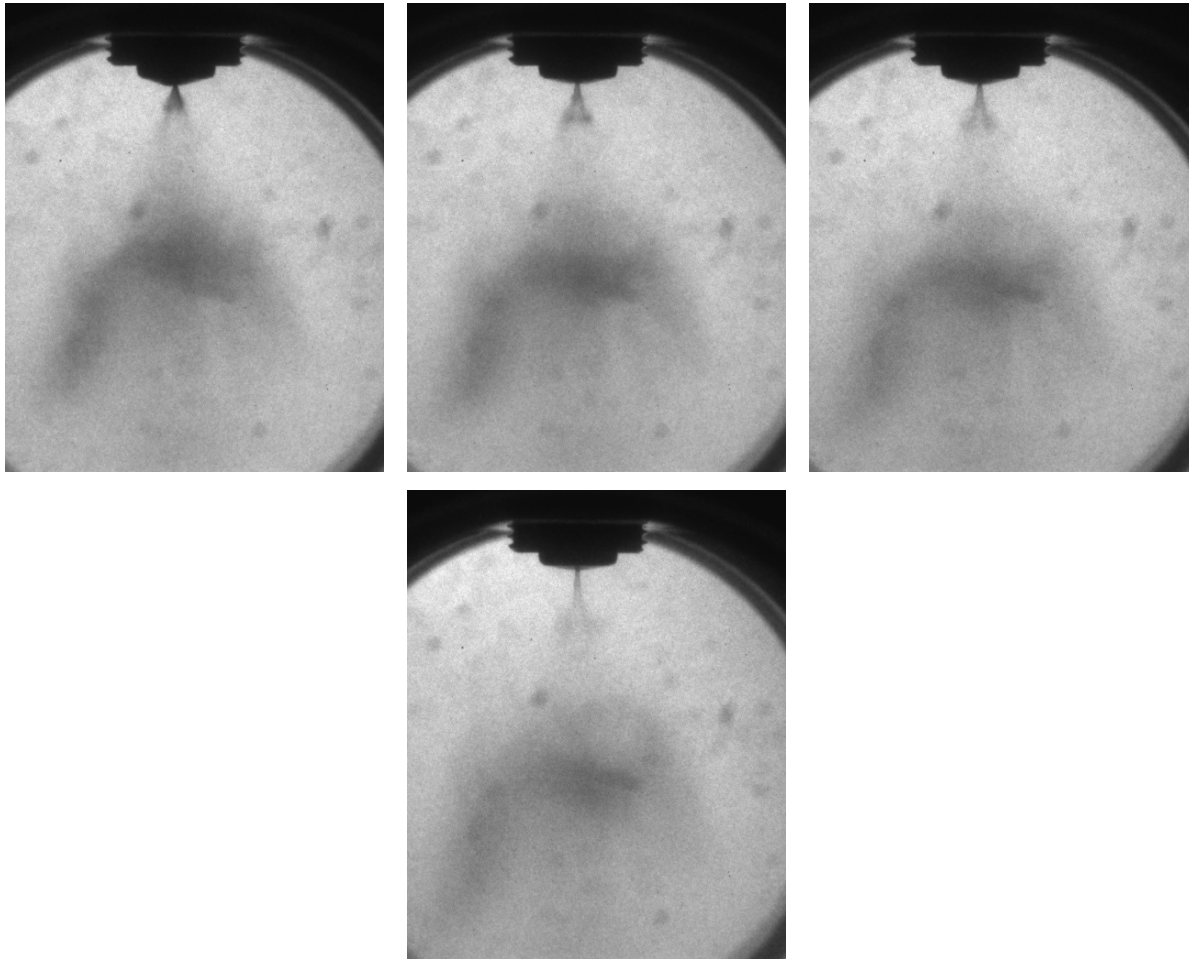
Effettuando visualizzazioni di uno spray swirl con diverse contropressione si è visto che, per la sua simulazione occorre utilizzare coefficienti diversi nei due casi. Si quindi è dedotto che per simulare la variazione delle caratteristiche dello spray al variare della contropressione in camera di combustione occorresse variare con continuità tali coefficienti attraverso un opportuno algoritmo da implementare nel modello.

Ovviamente a tal fine avere i due valori di contropressione con cui era stata effettuata la prima fase della sperimentazione non sono apparsi sufficienti. Si è quindi completata la sperimentazione visualizzando lo spray anche con valori intermedi di contropressione, al fine di rendere disponibili tali dati per il successivo completamento dello studio.

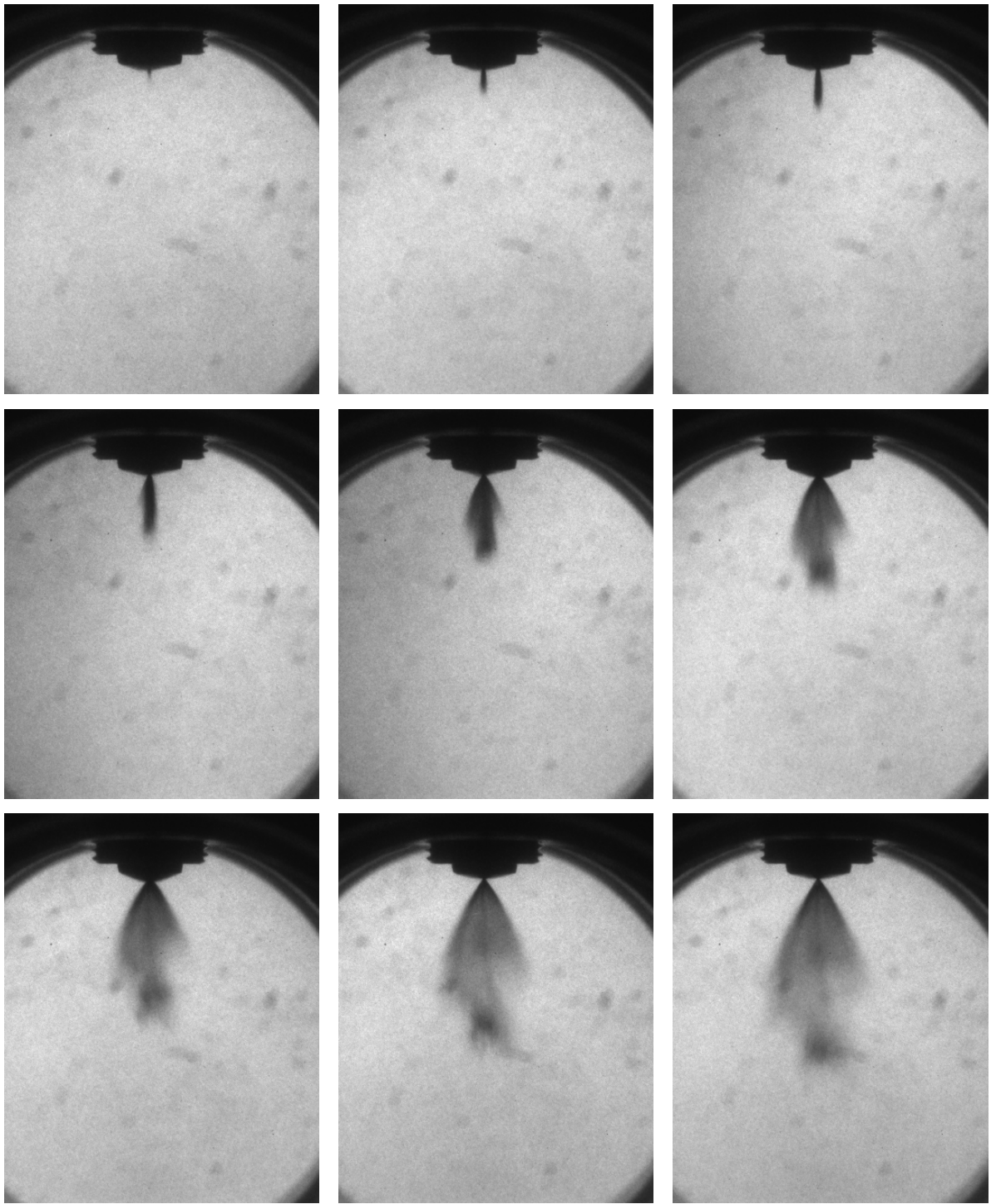
Appendice

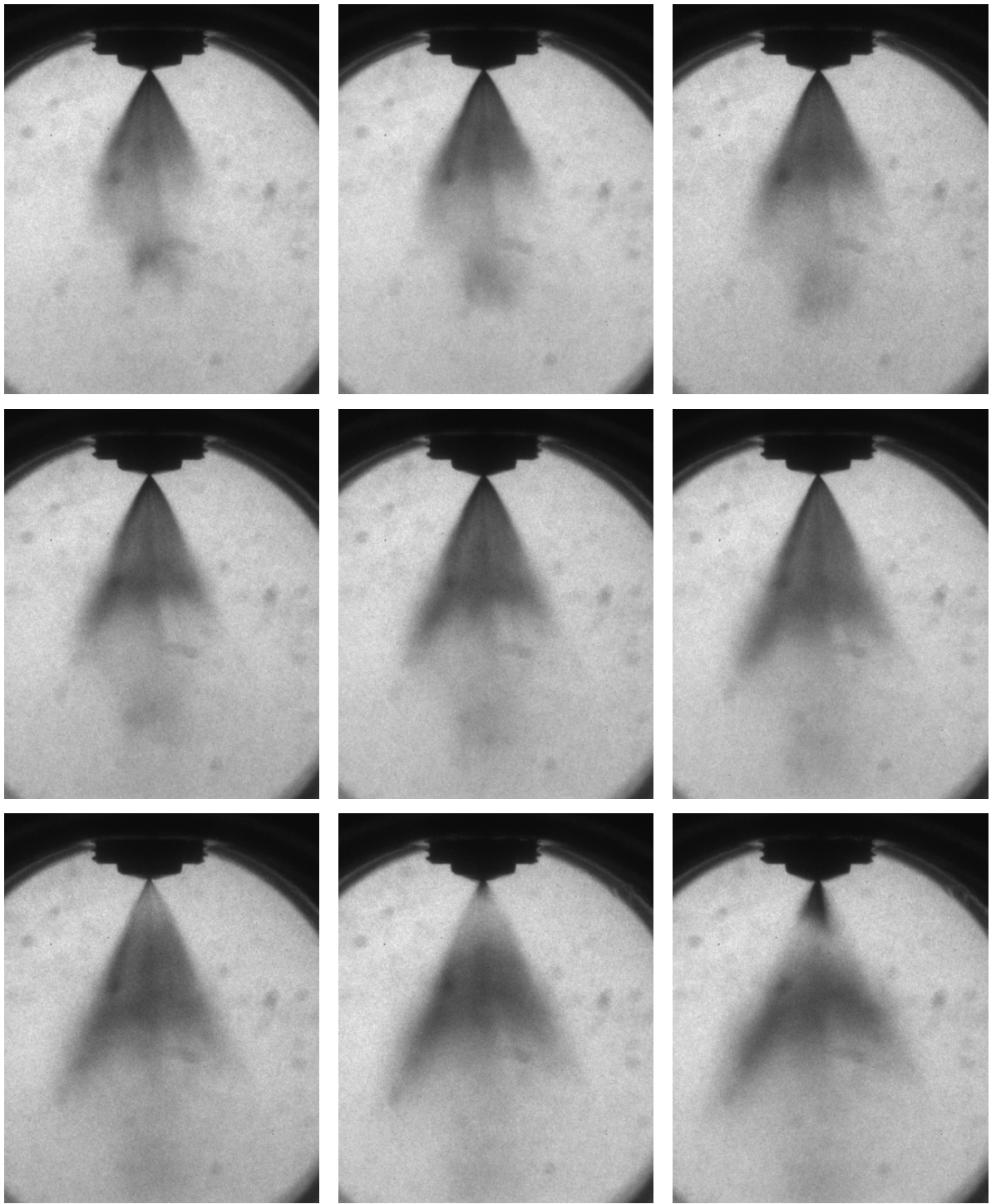


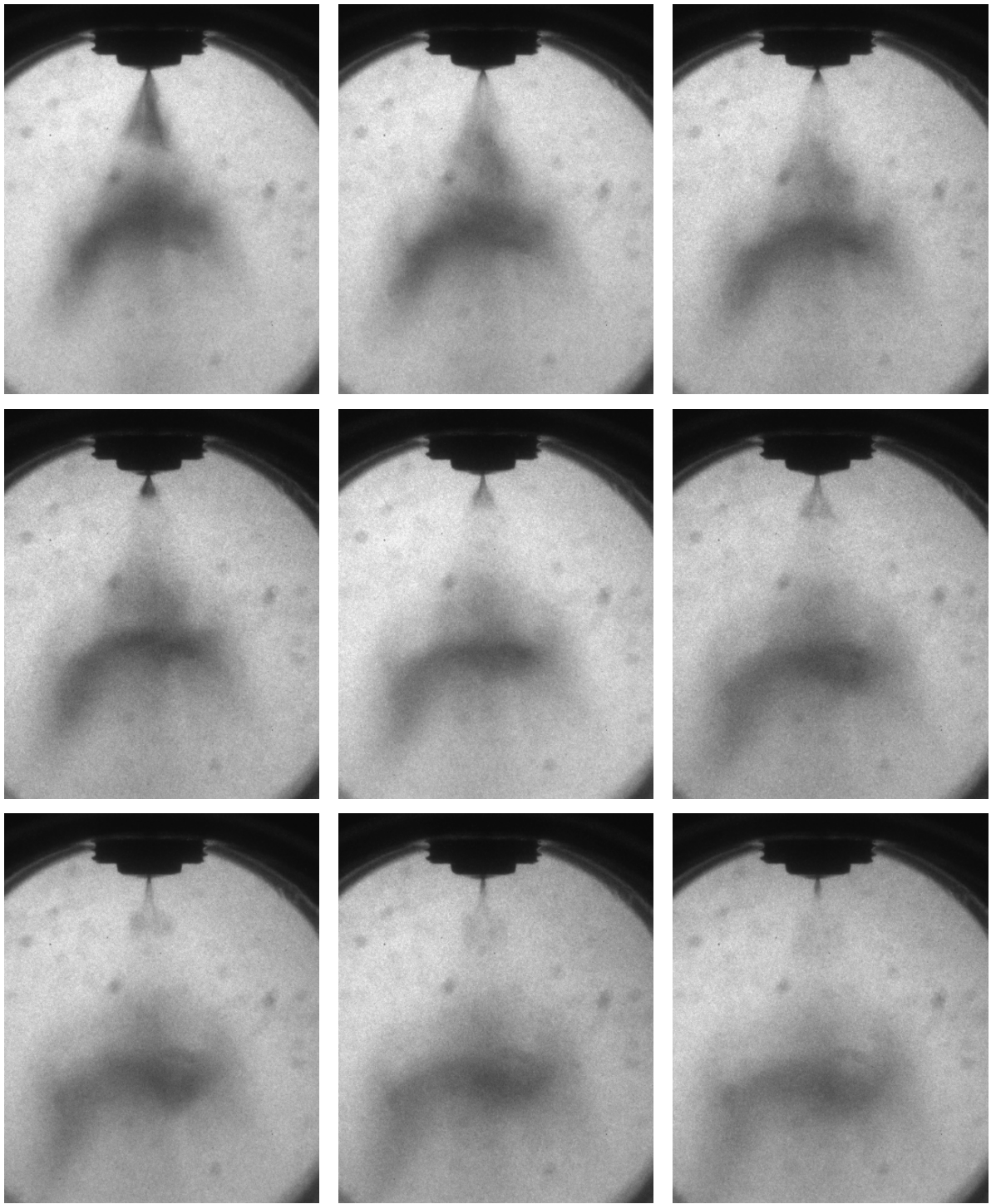


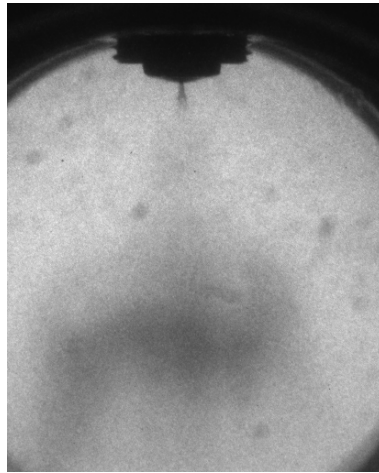


Appendice I: Evoluzione dello spray con un tempo di mantenimento di 0,2 ms ed una contropressione in camera di prova di 100 kPa. Le immagini sono state ottenute ogni 0,05 ms partendo dall'inizio dell'iniezione.

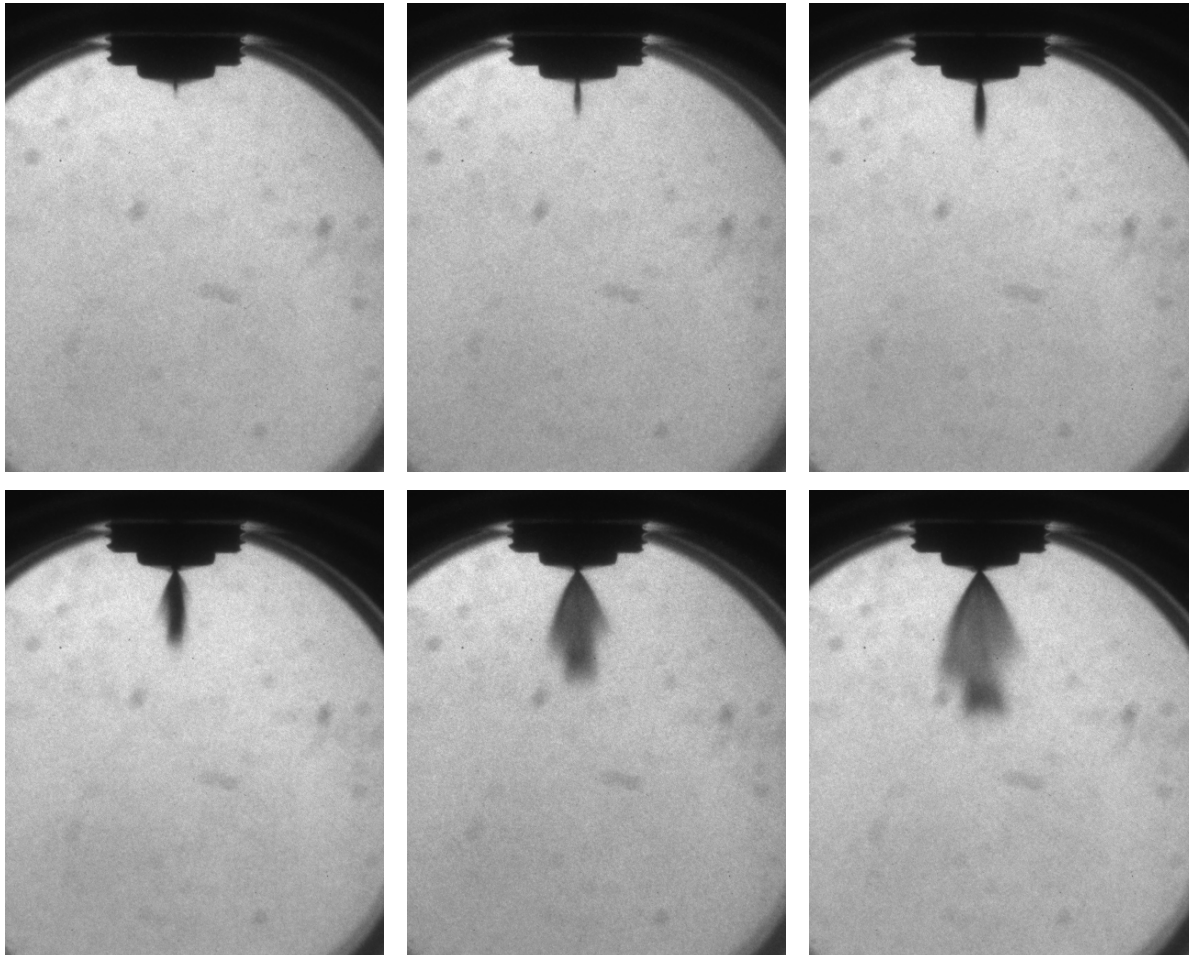


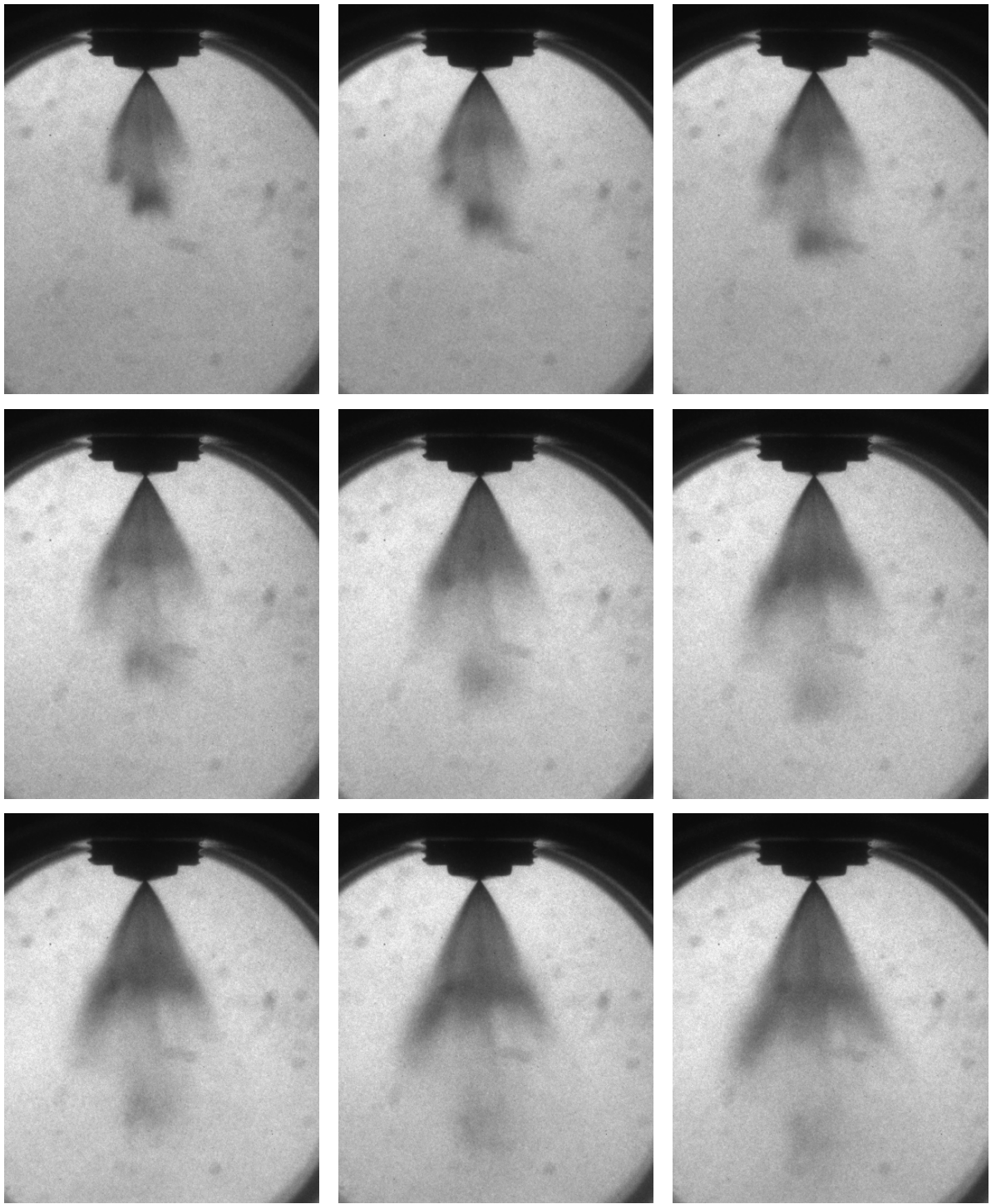


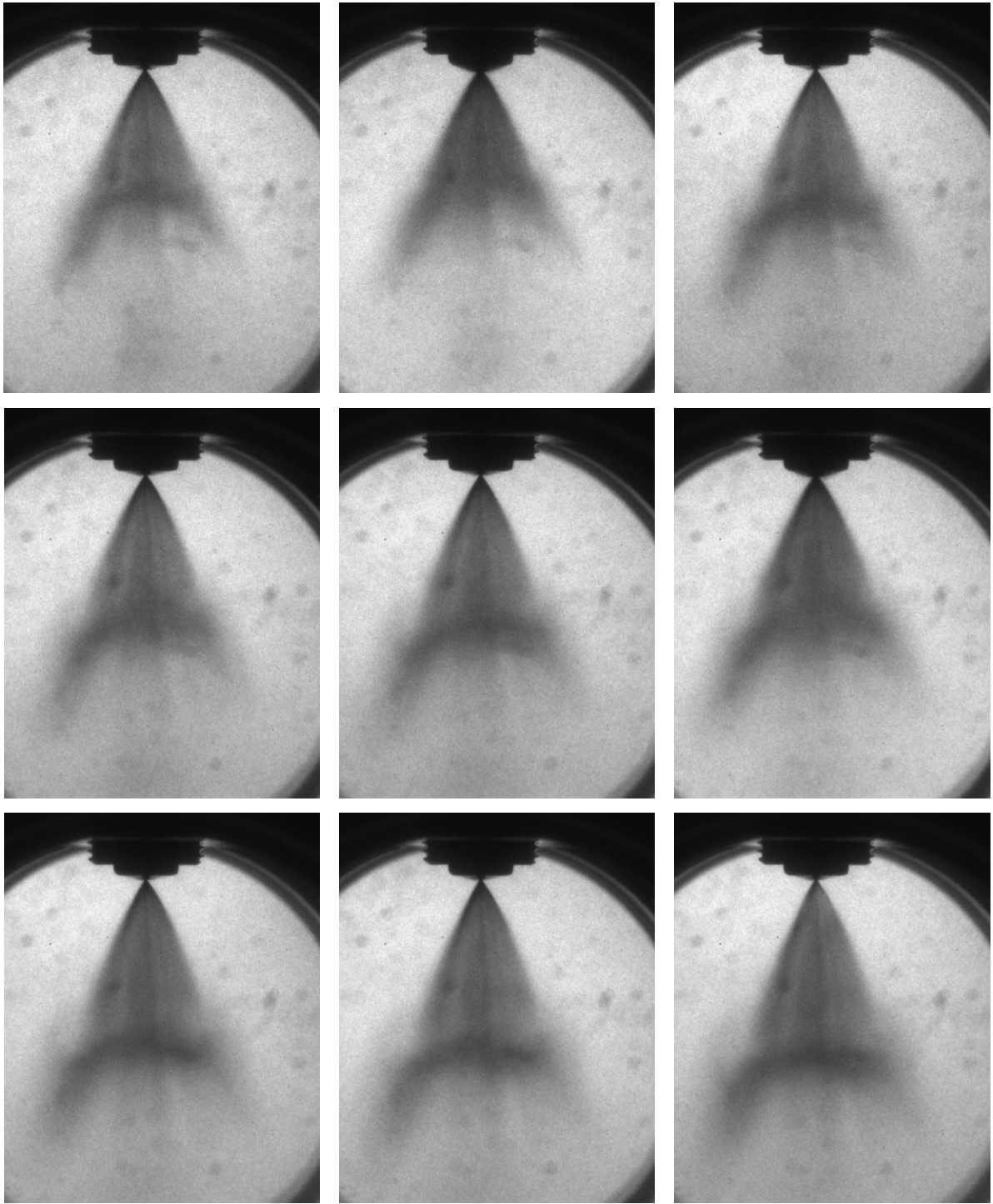


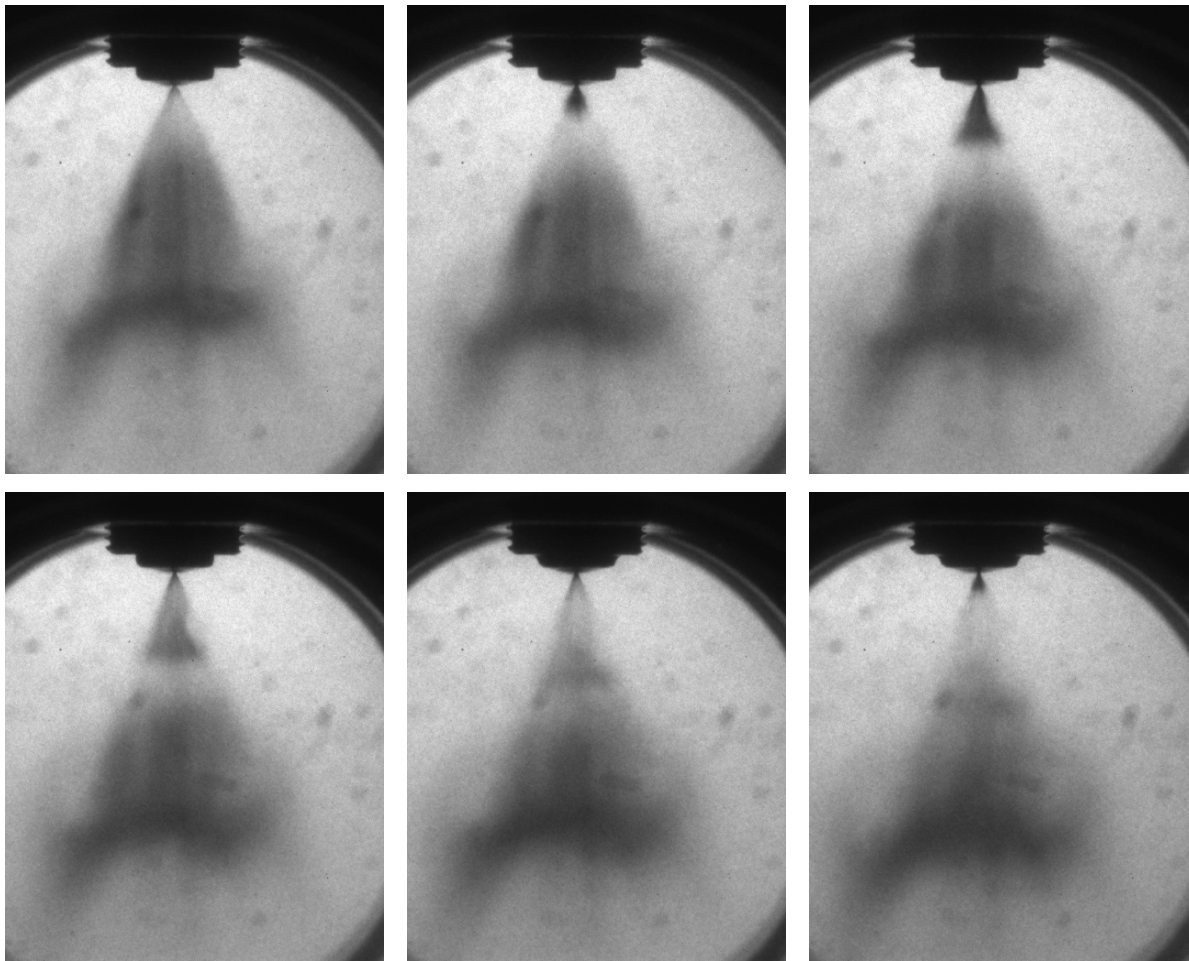


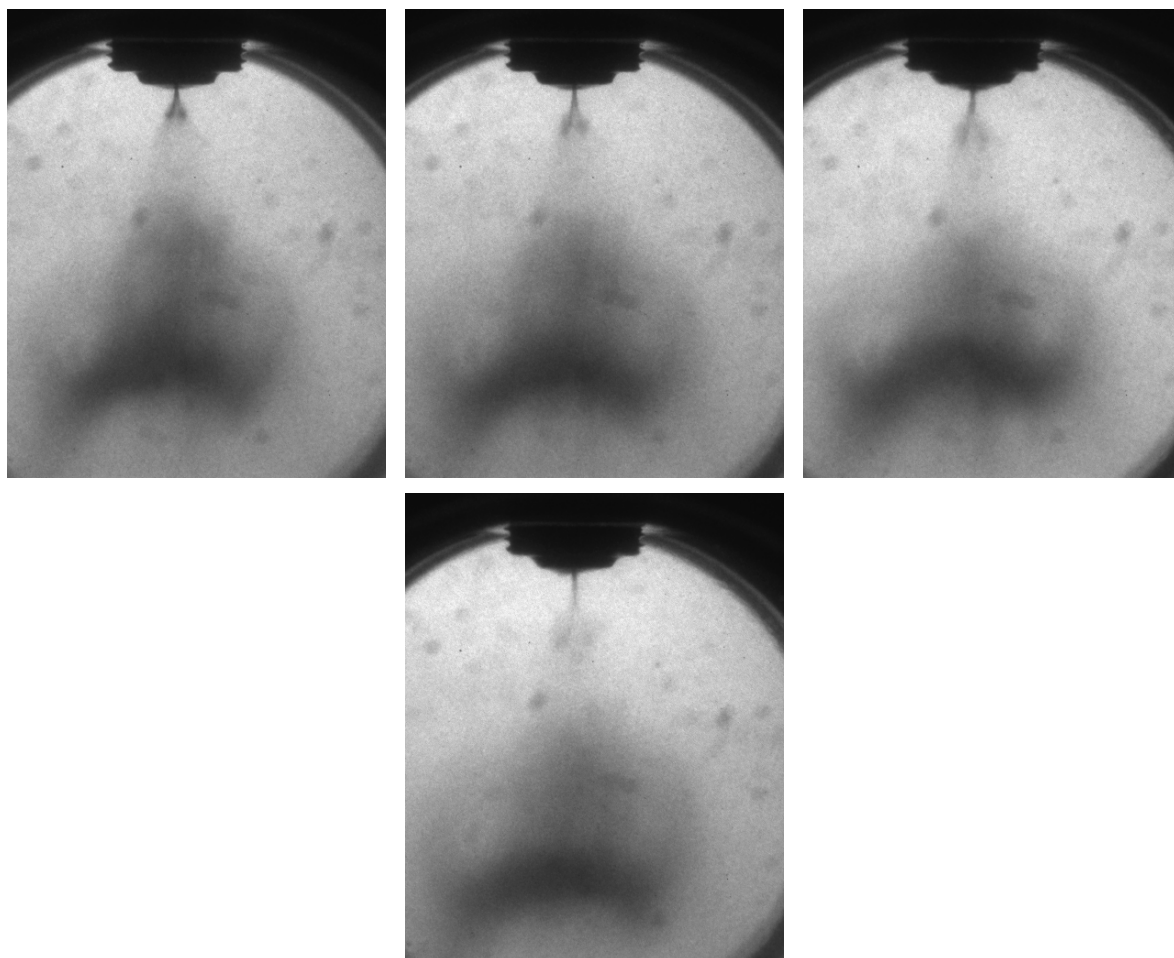
Appendice II: Evoluzione dello spray con un tempo di mantenimento di 0,4 ms ed una contropressione in camera di prova di 100 kPa. Le immagini sono state ottenute ogni 0,05 ms partendo dall'inizio dell'iniezione.



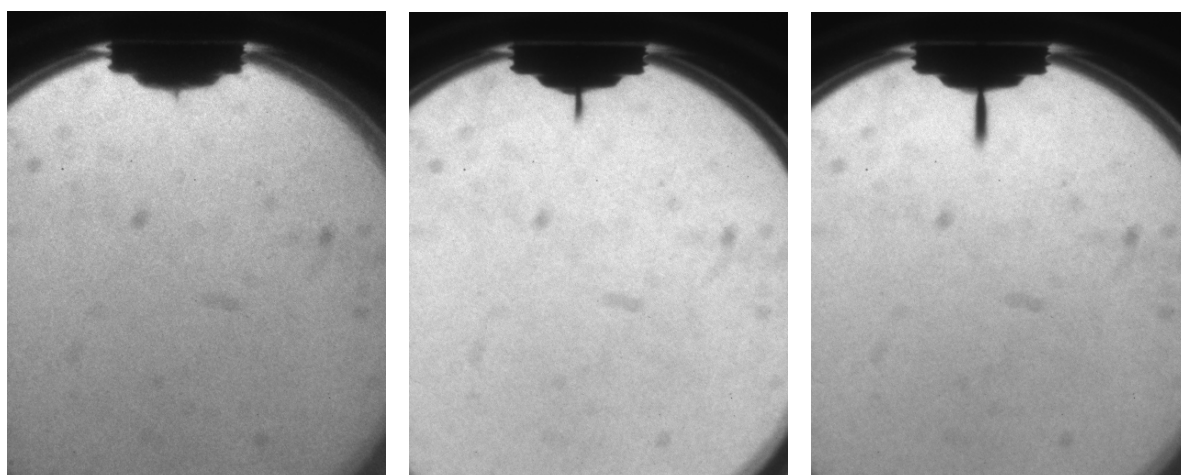


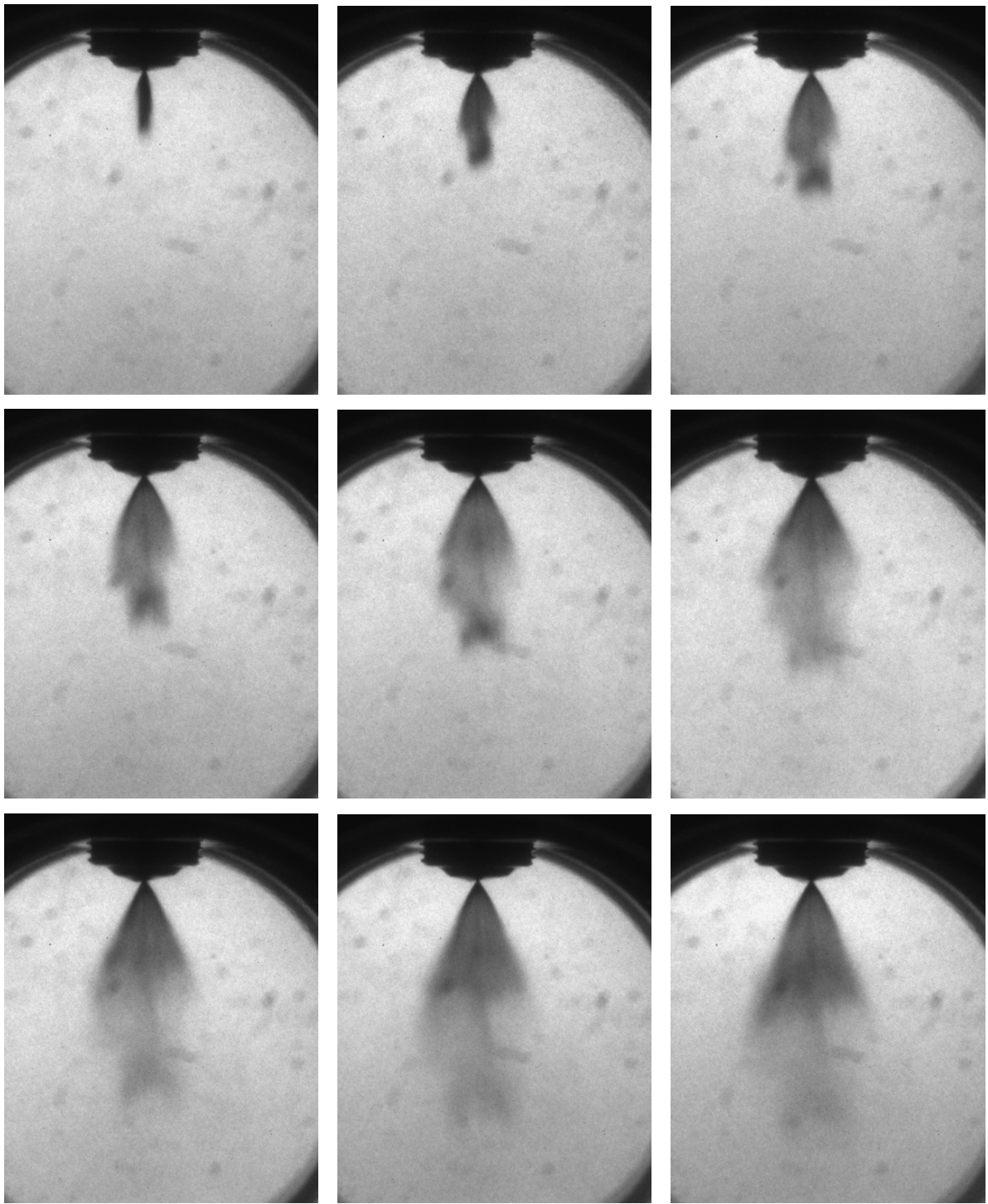


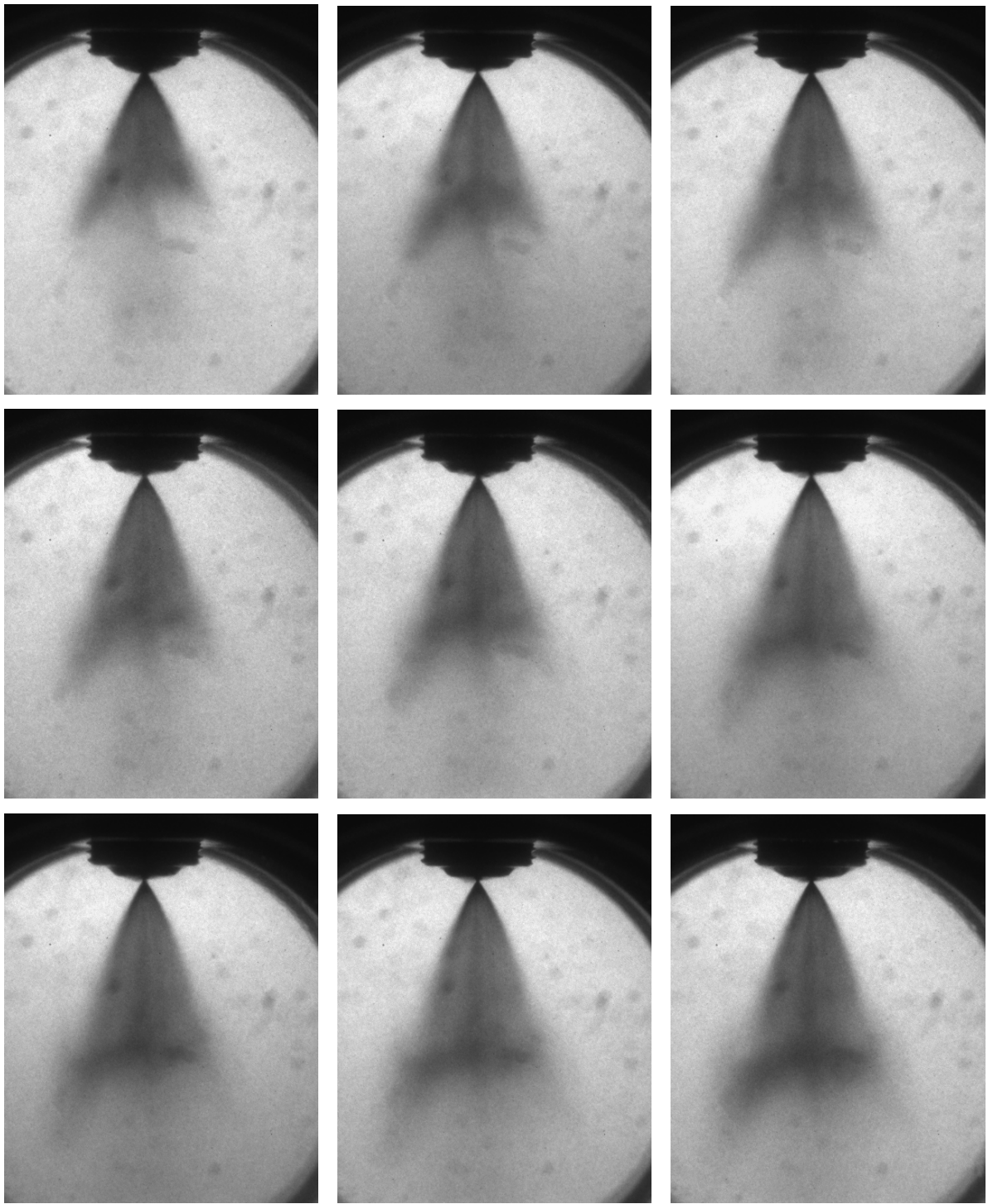


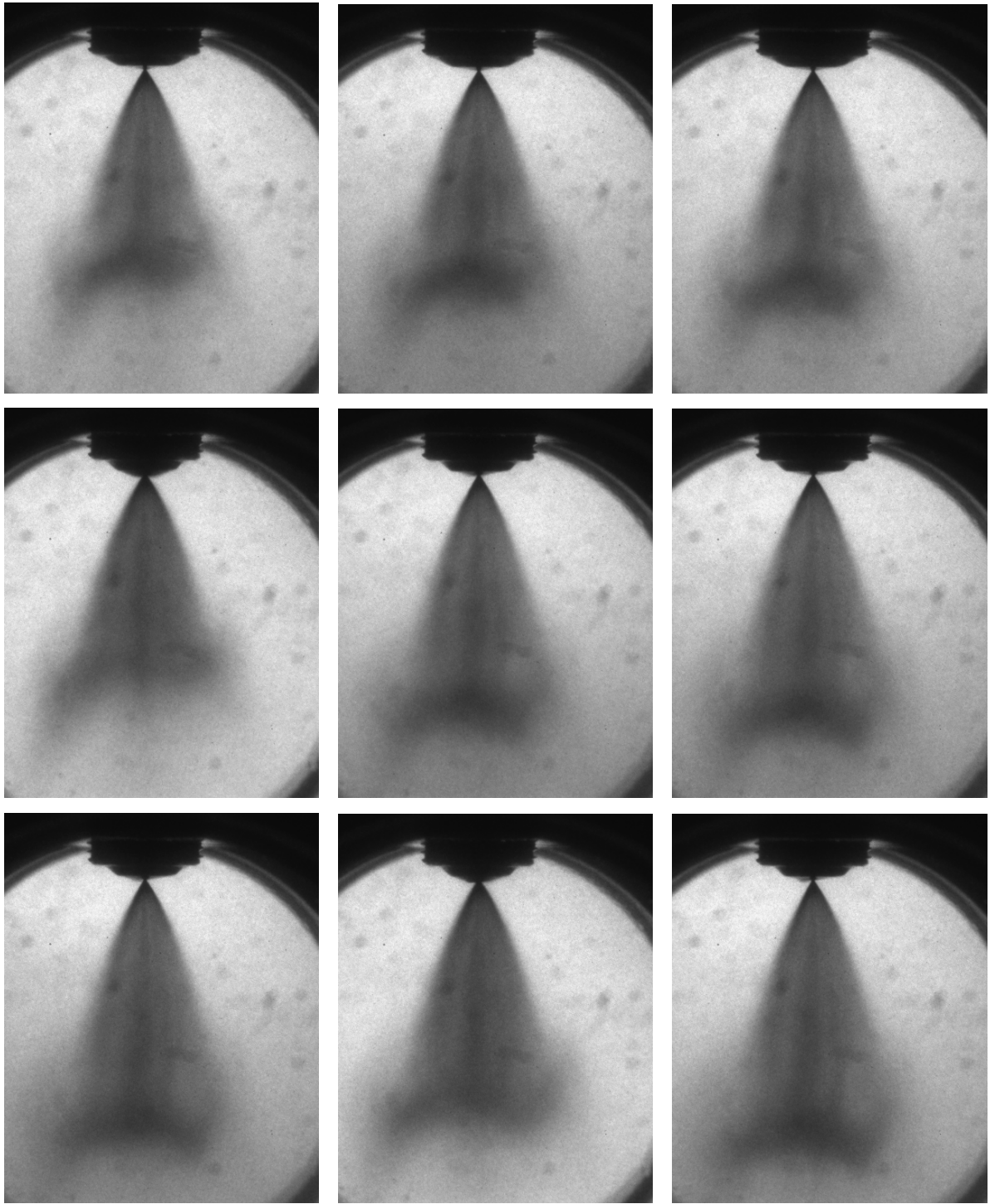


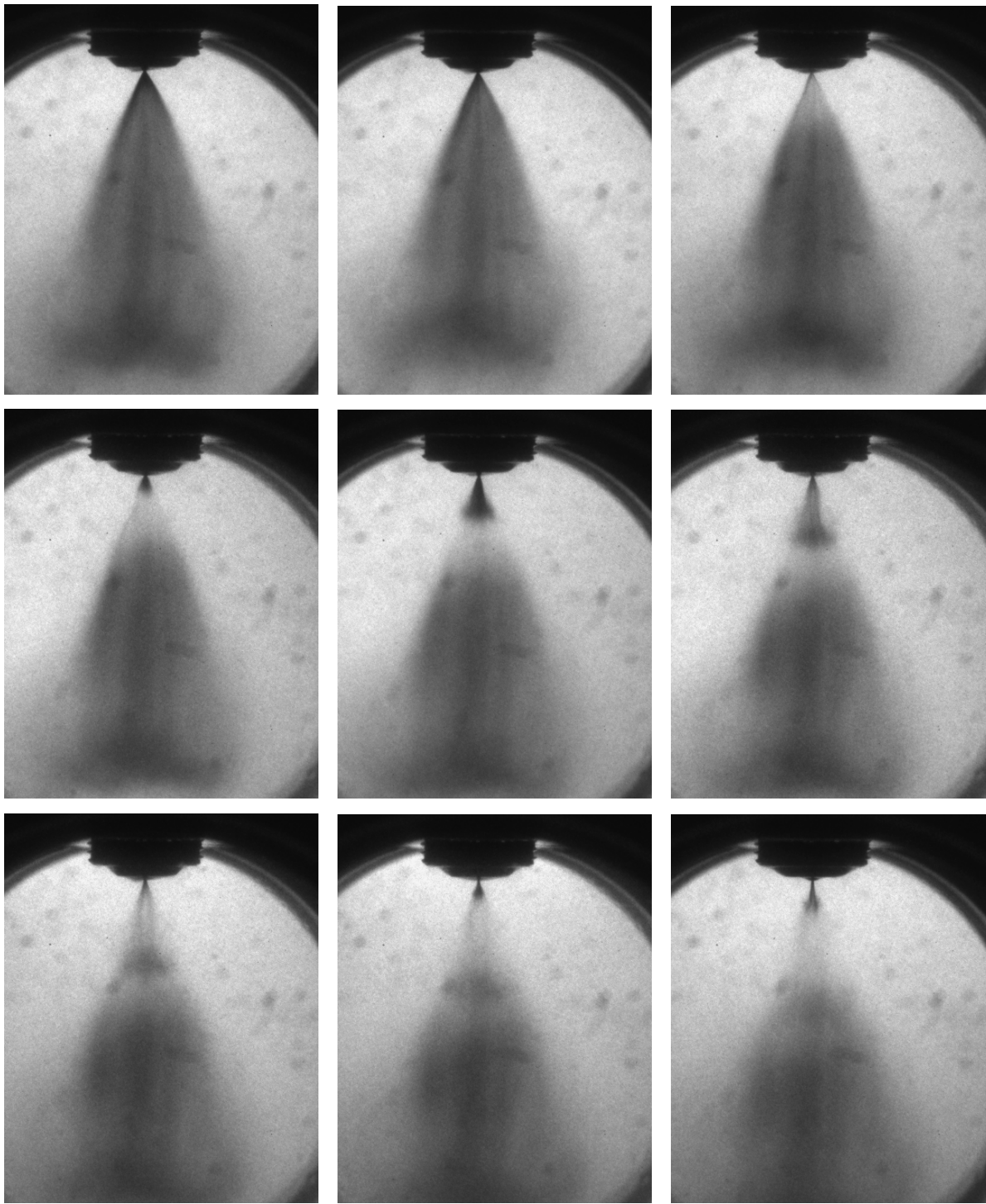
Appendice III: Evoluzione dello spray con un tempo di mantenimento di 0,8 ms ed una contropressione in camera di prova di 100 kPa. Le immagini sono state ottenute ogni 0,05 ms partendo dall'inizio dell'iniezione.

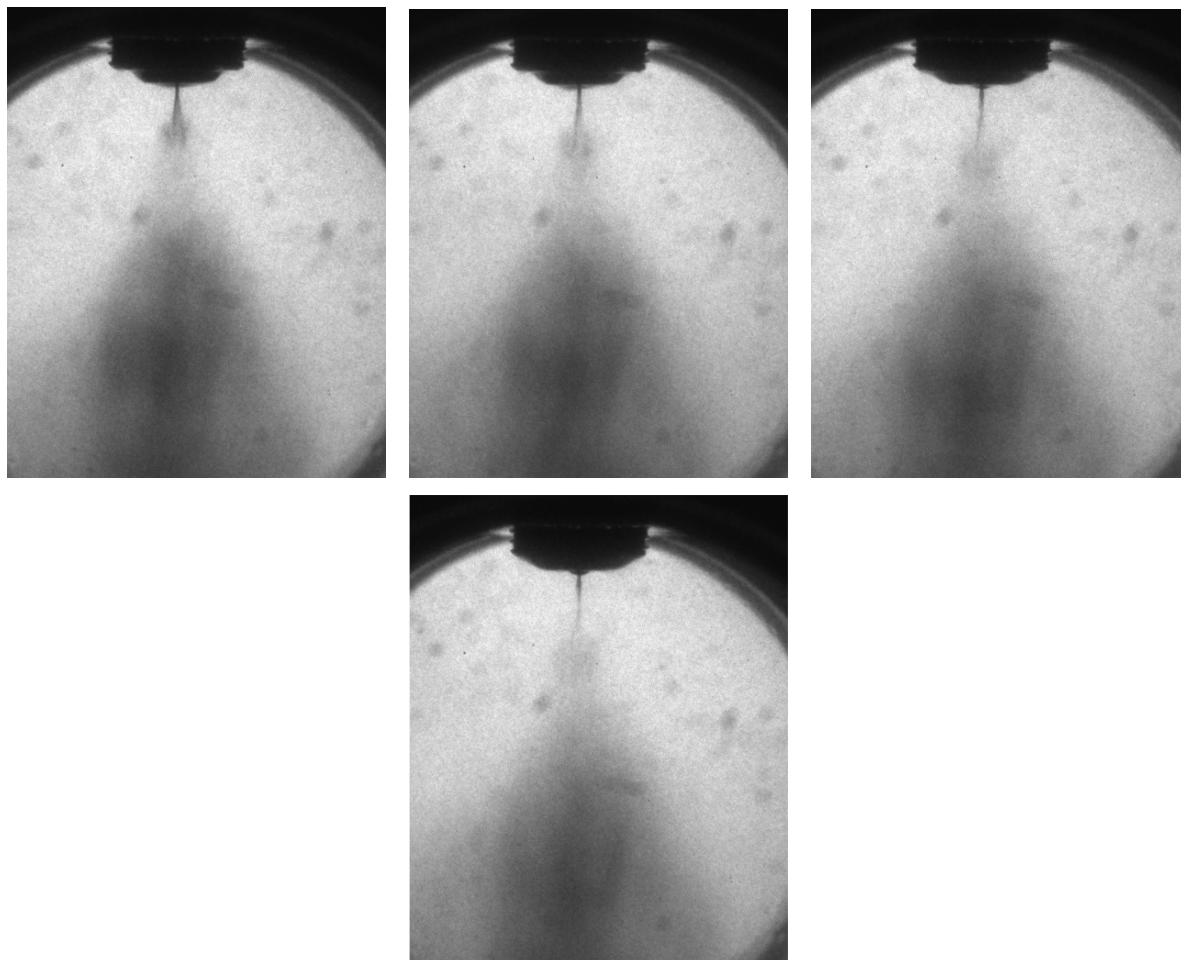




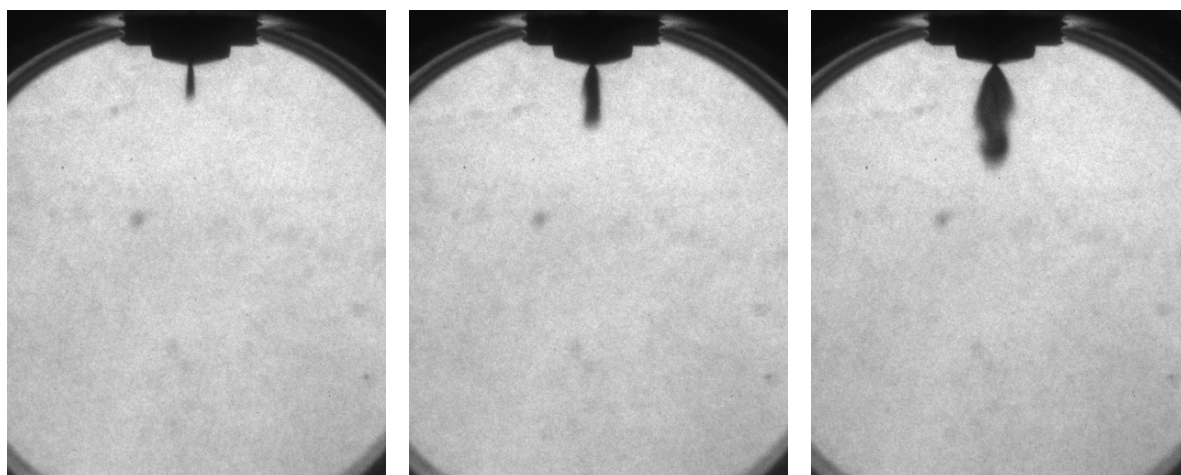


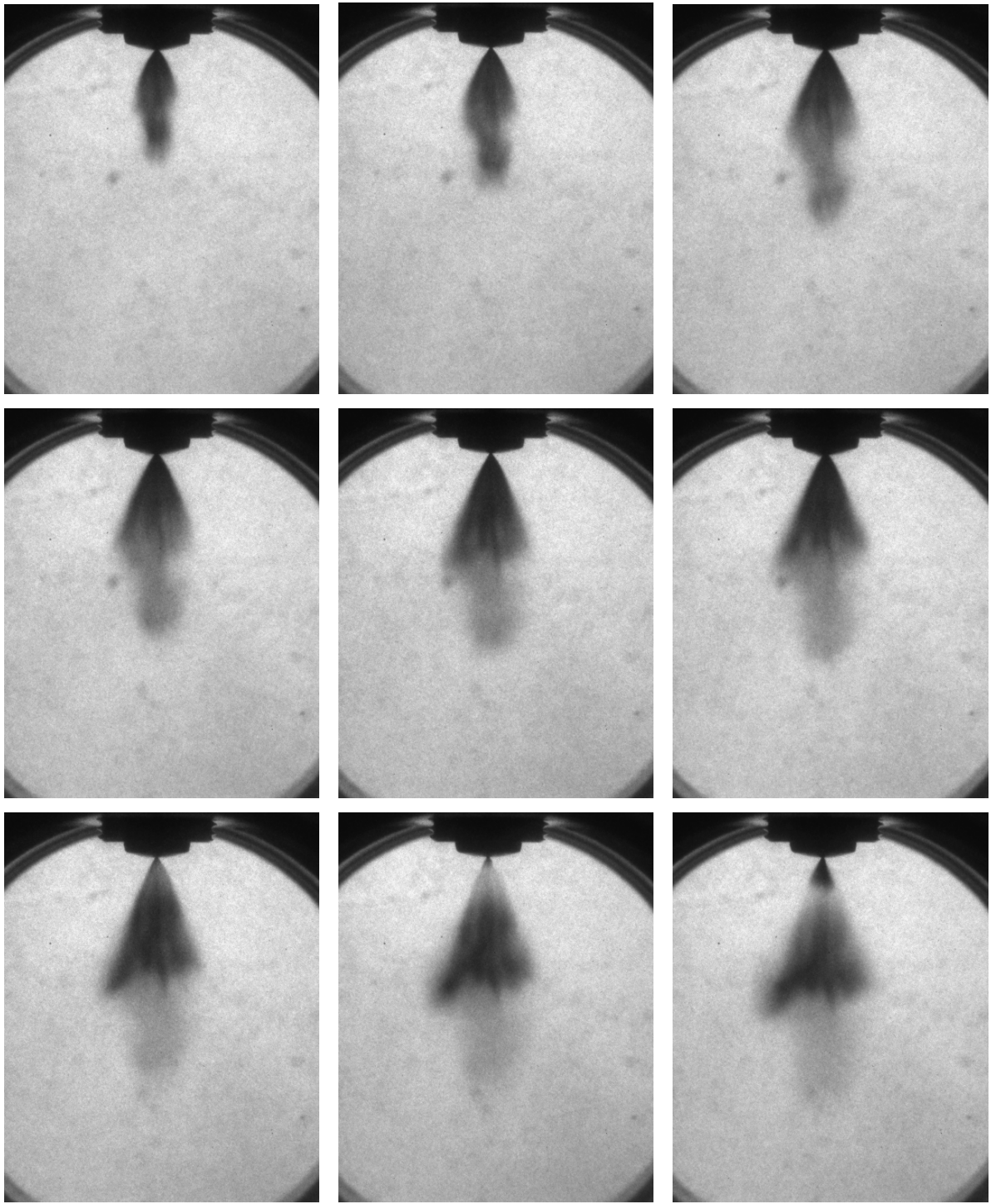


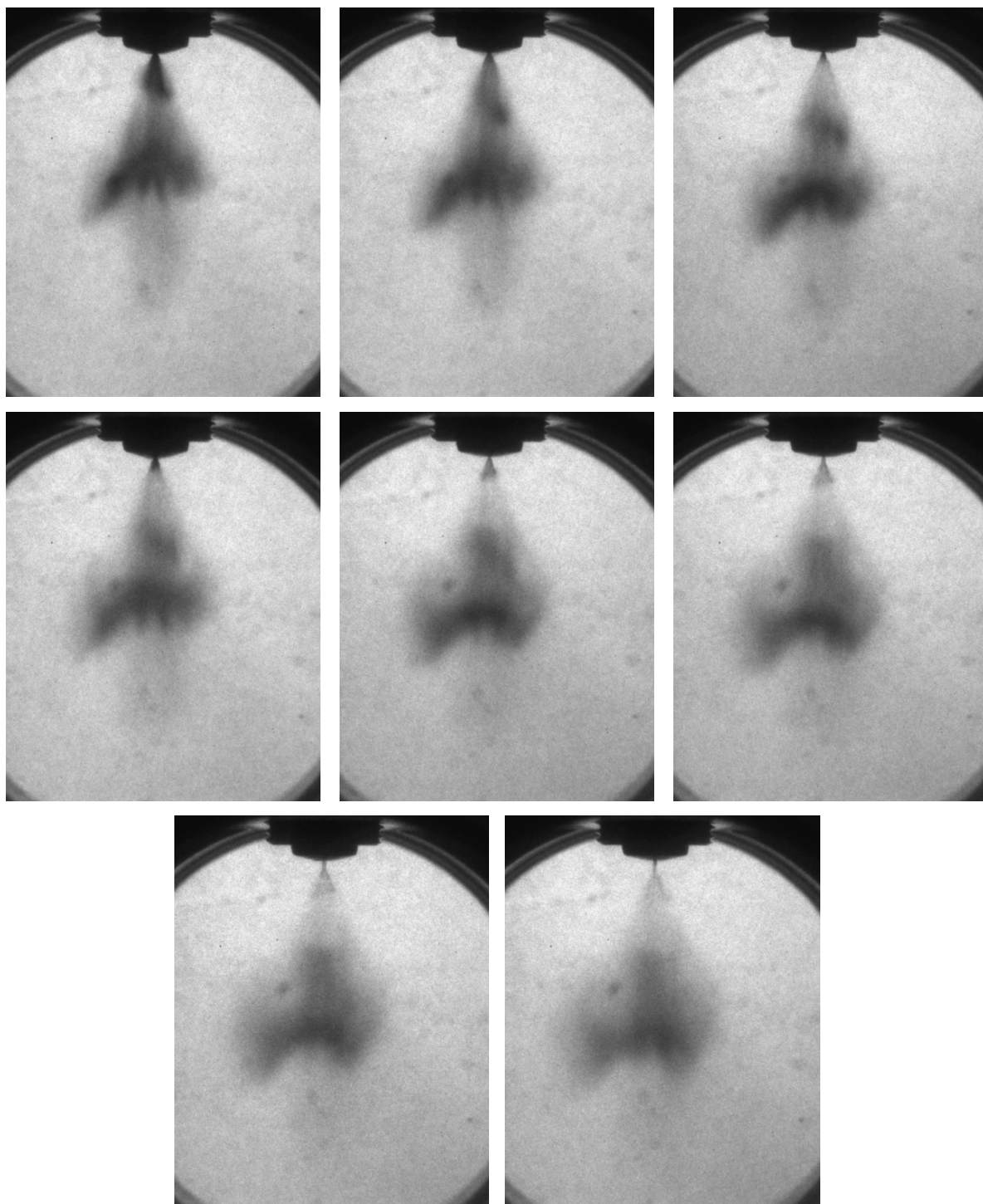




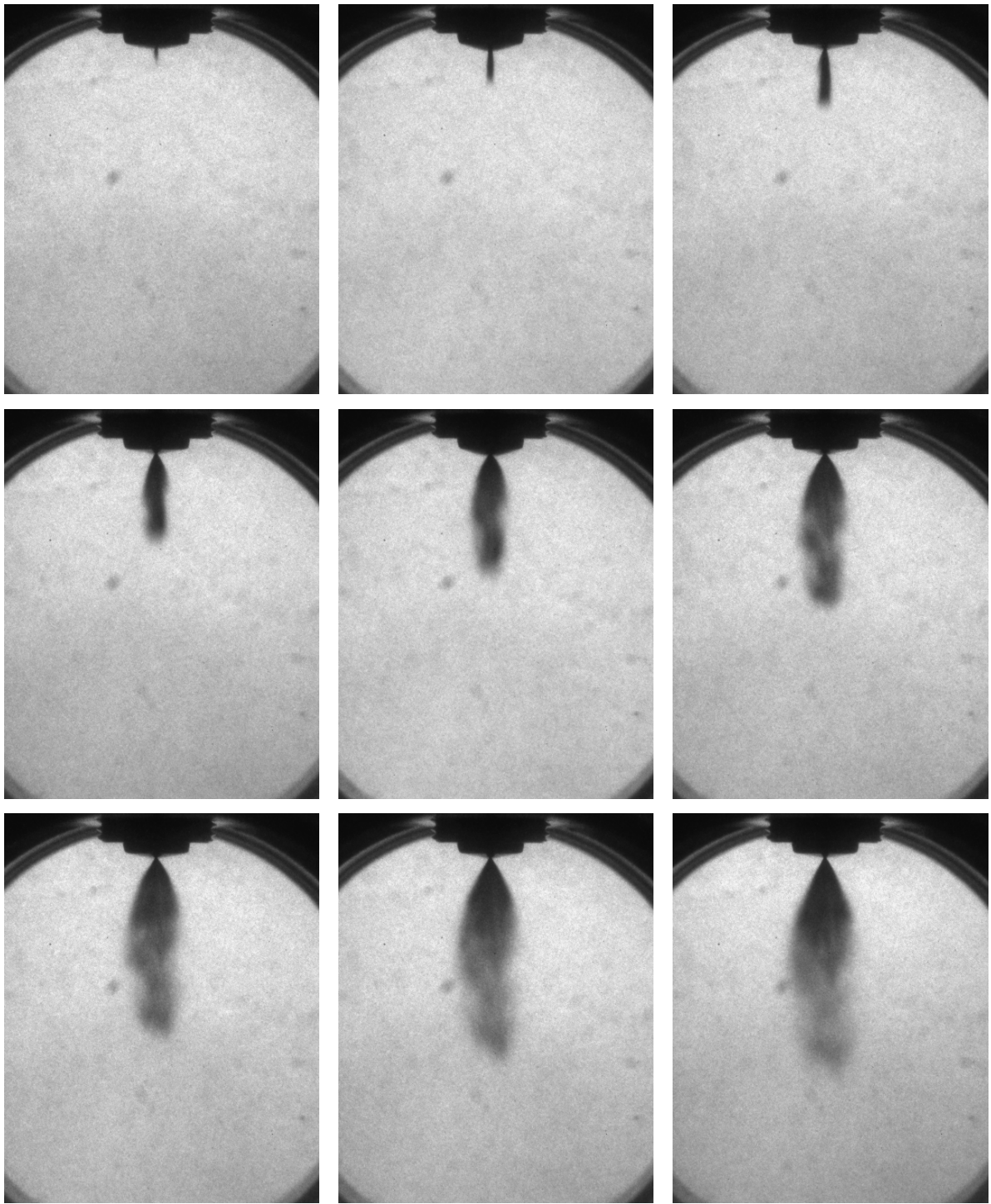
Appendice IV: Evoluzione dello spray con un tempo di mantenimento di 1,2 ms ed una contropressione in camera di prova di 100 kPa. Le immagini sono state ottenute ogni 0,05 ms partendo dall'inizio dell'iniezione.

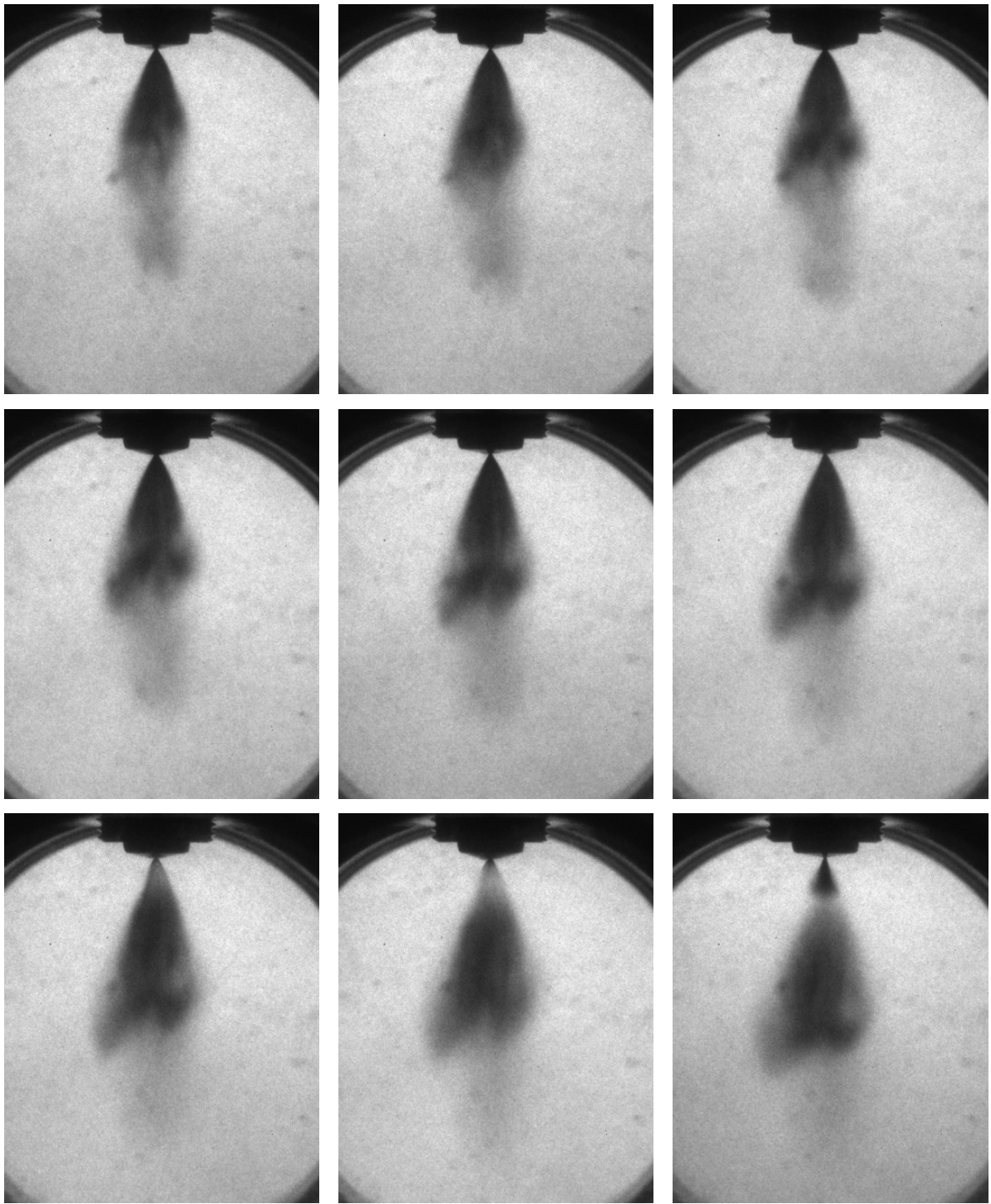


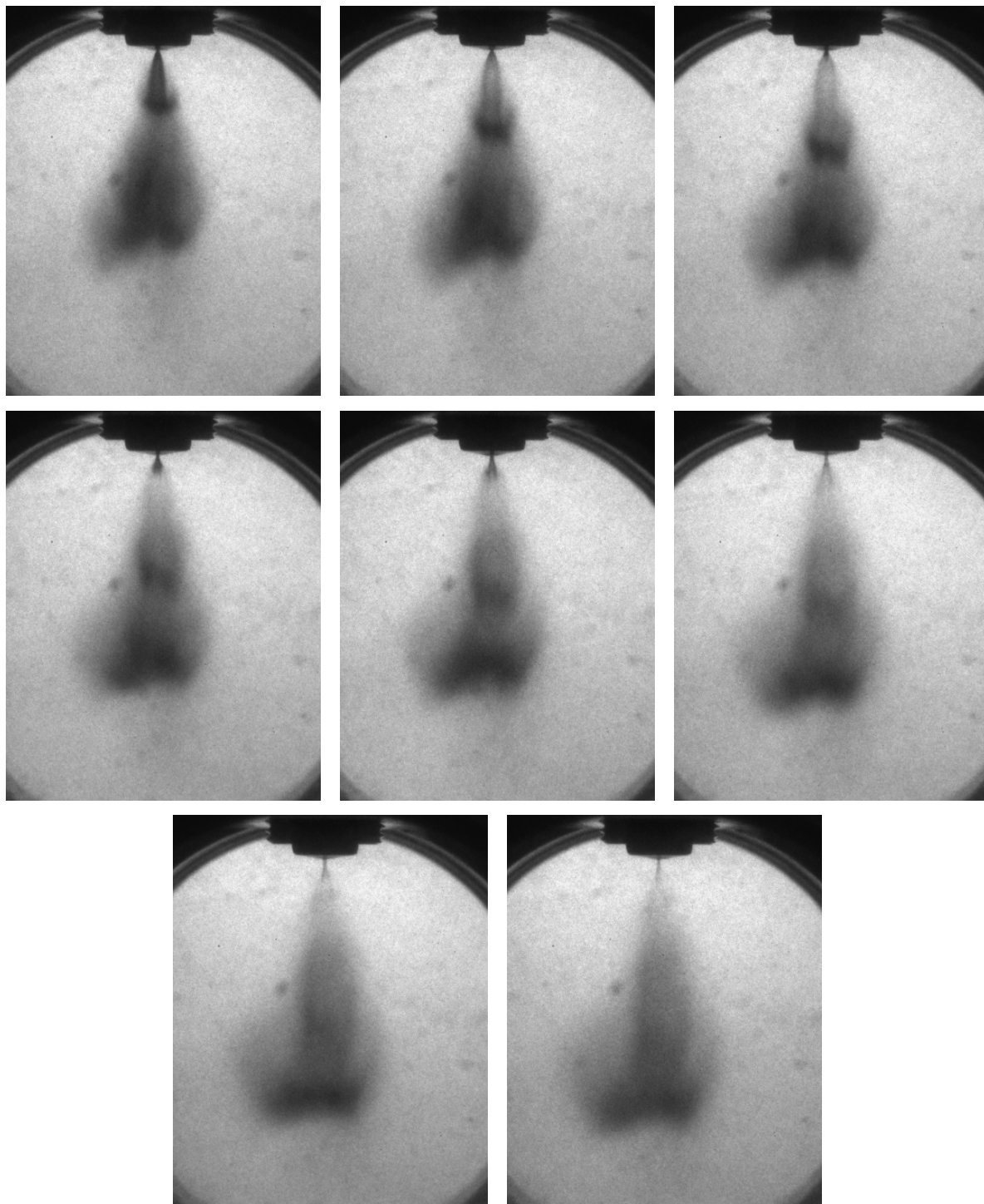




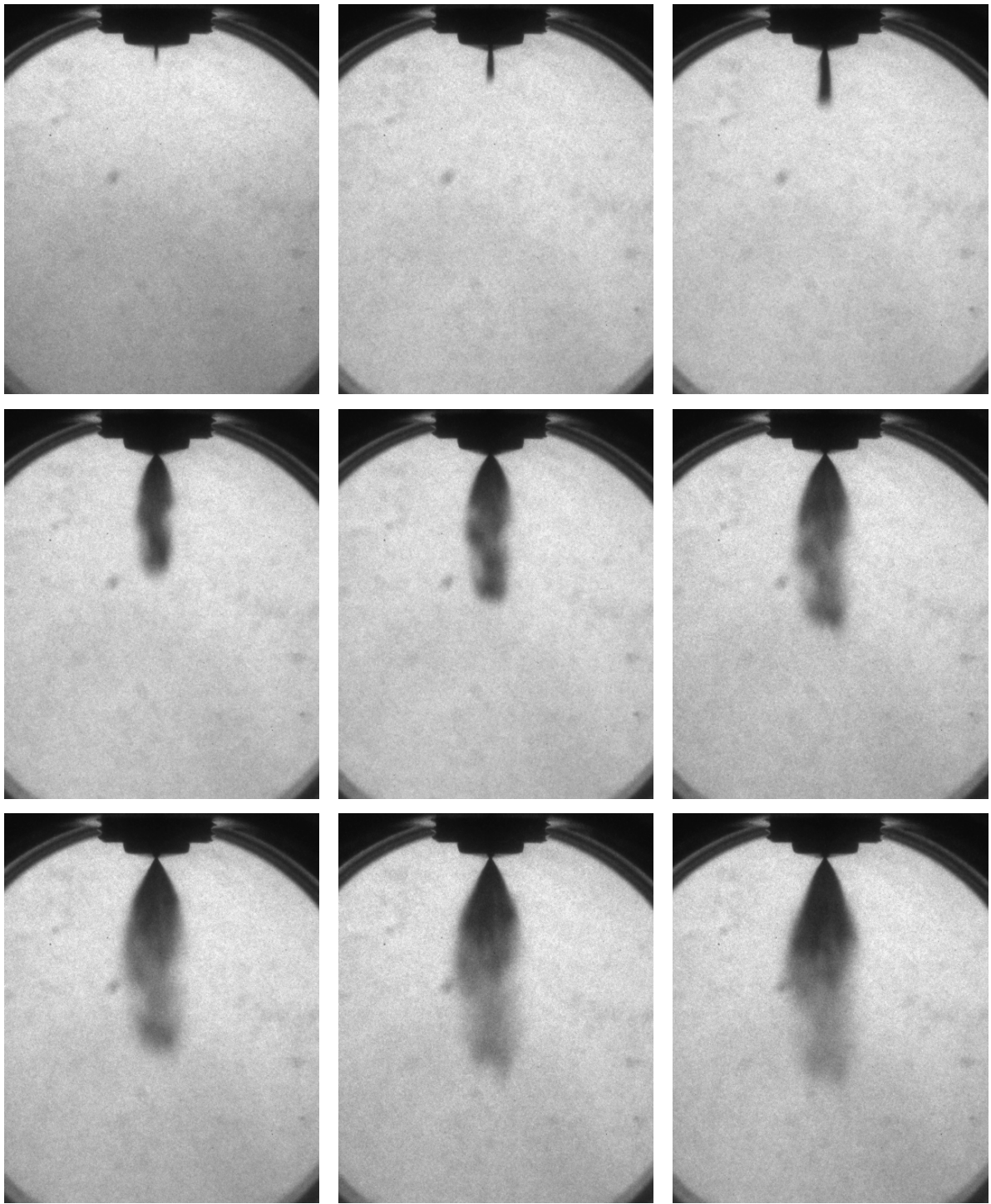
Appendice V: Evoluzione dello spray con un tempo di mantenimento di 0,2 ms ed una contropressione in camera di prova di 150 kPa. Le immagini sono state ottenute ogni 0,05 ms partendo dall'inizio dell'iniezione

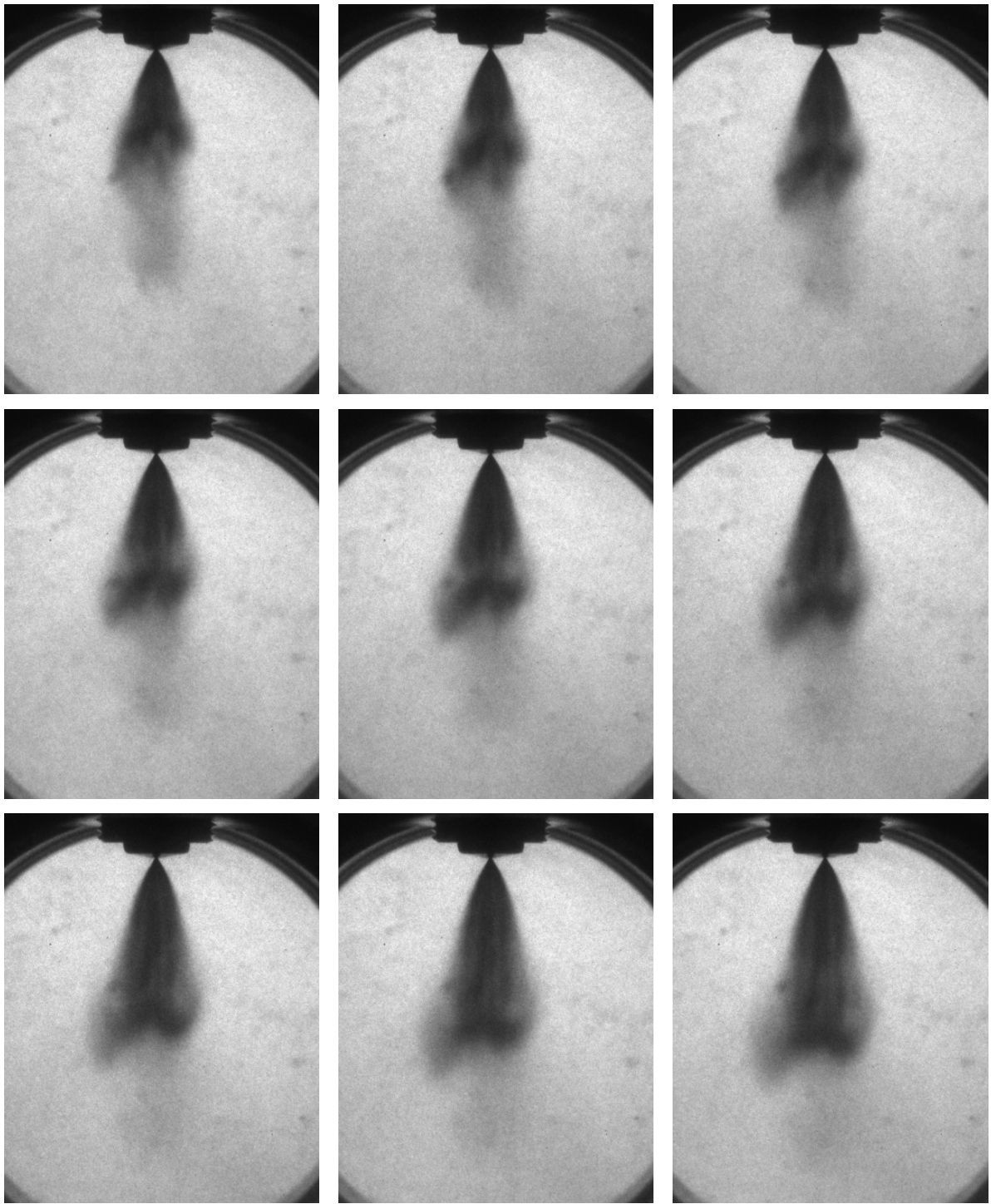


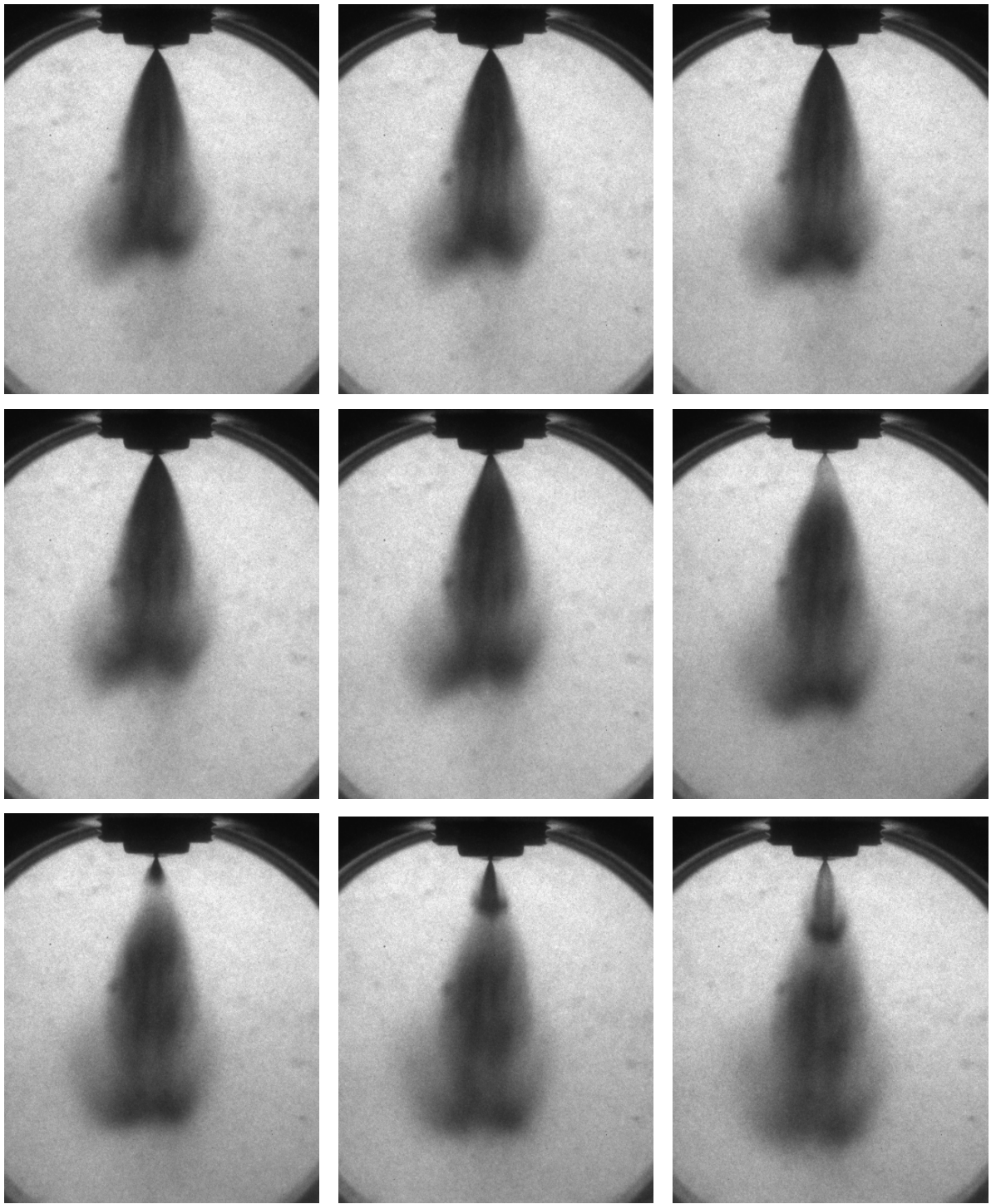


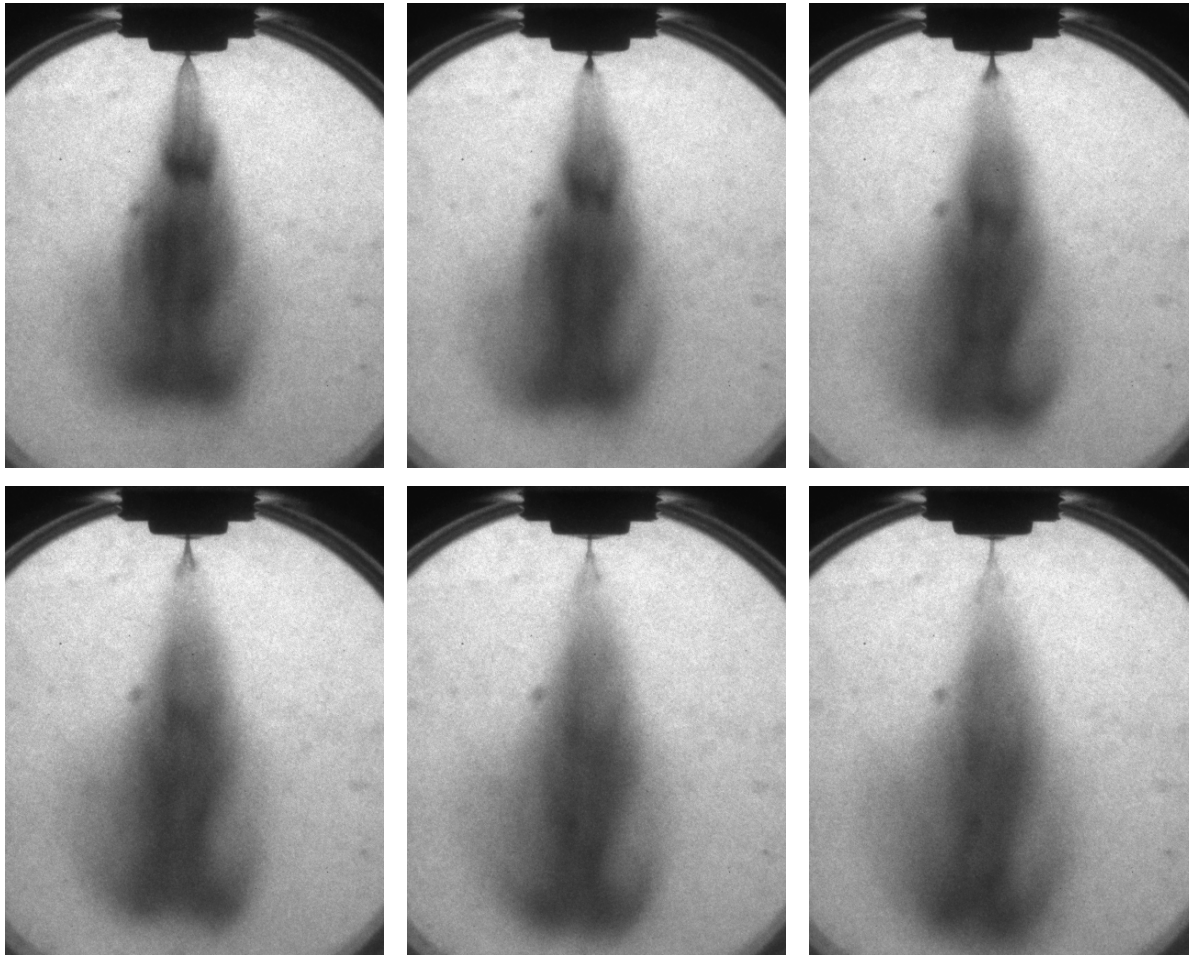


Appendice VI: Evoluzione dello spray con un tempo di mantenimento di 0,4 ms ed una contropressione in camera di prova di 150 kPa. Le immagini sono state ottenute ogni 0,05 ms partendo dall'inizio dell'iniezione.

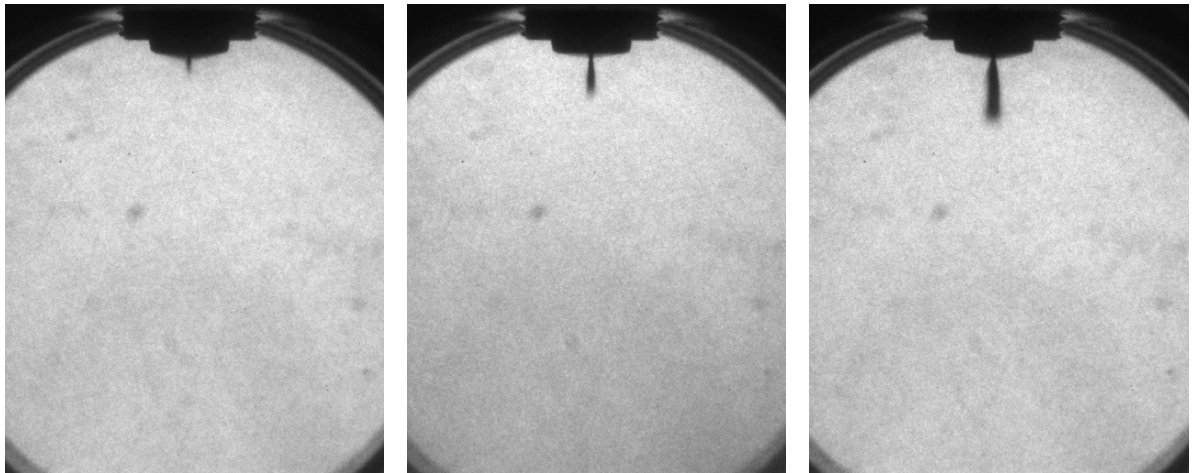


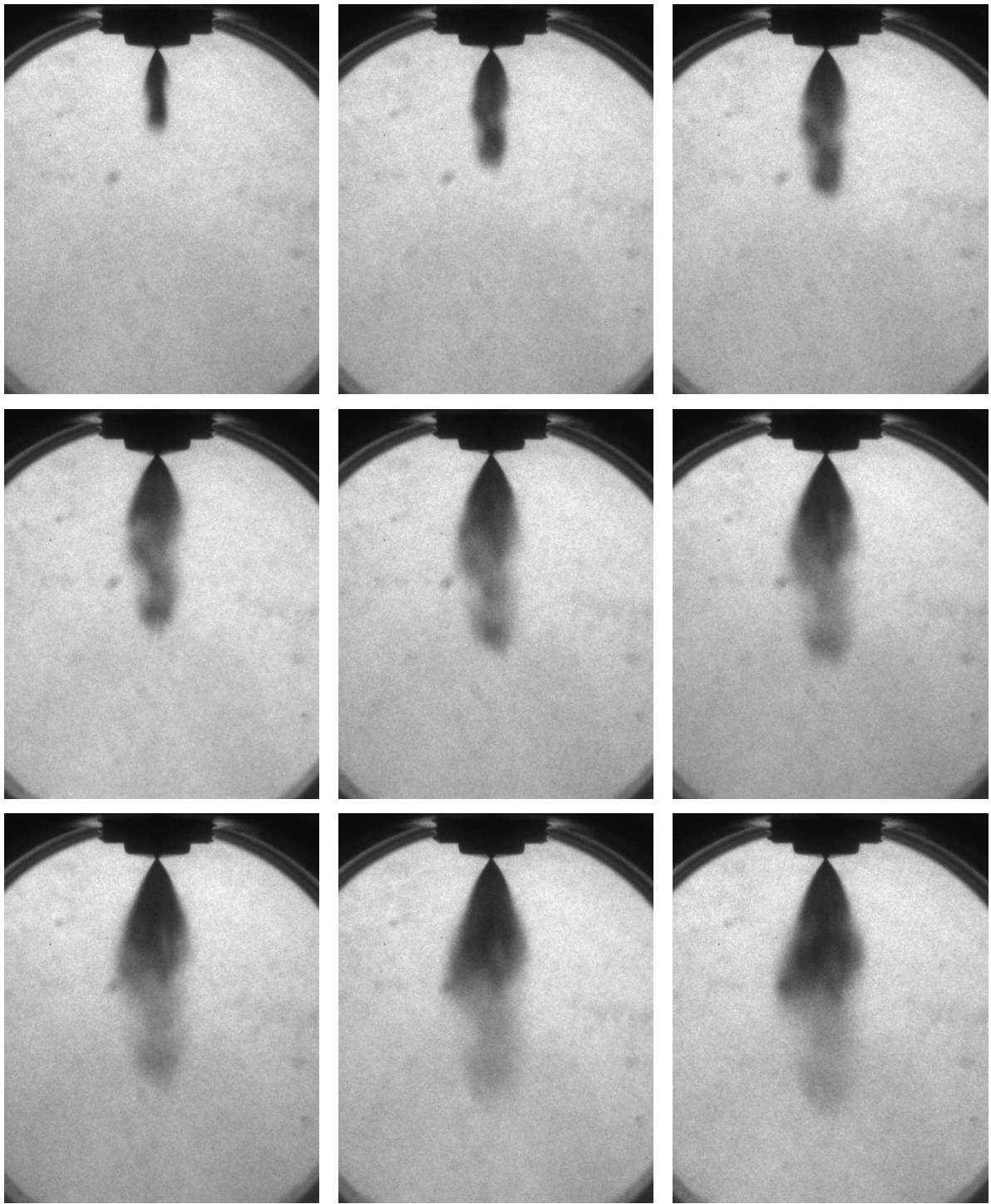


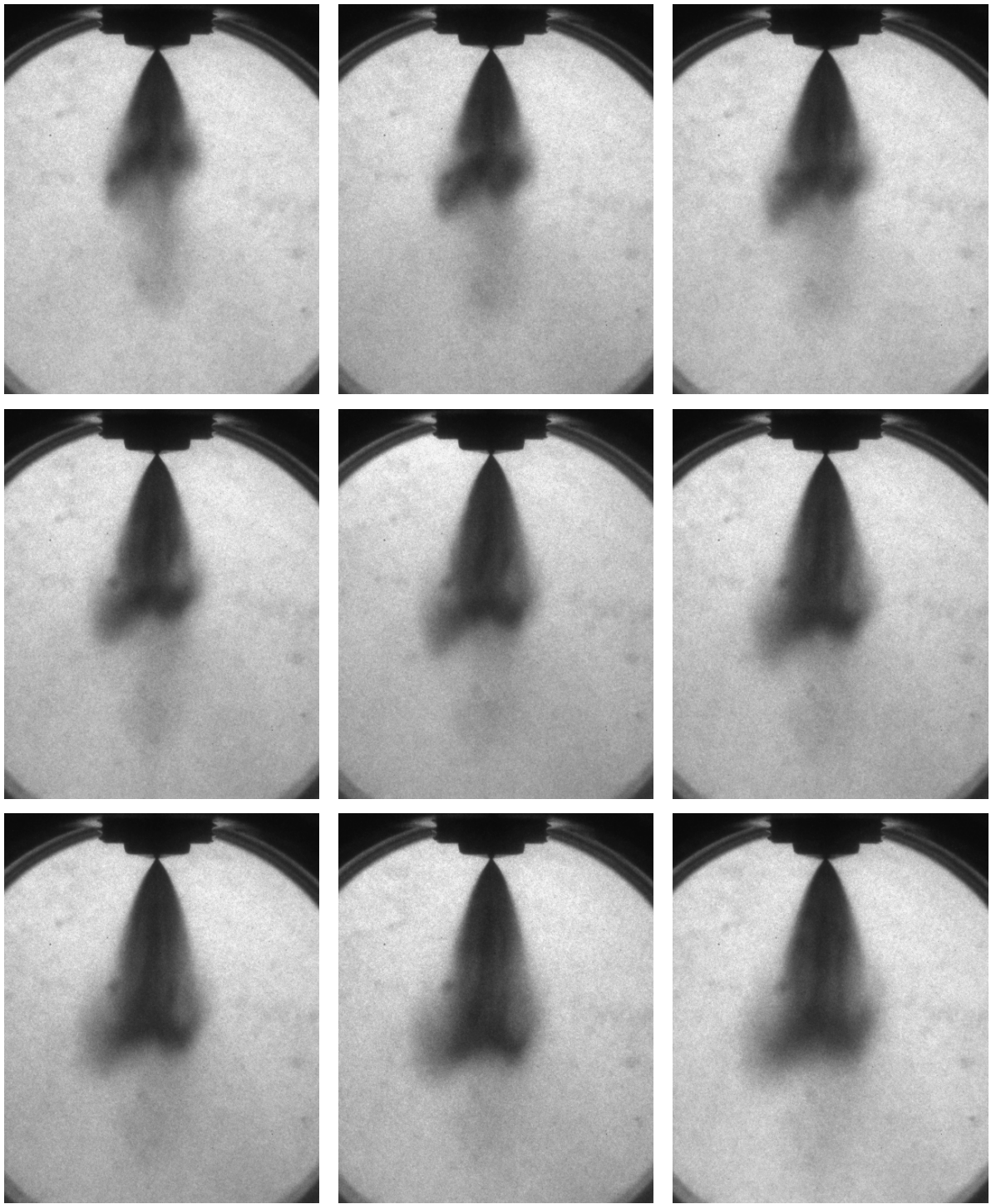


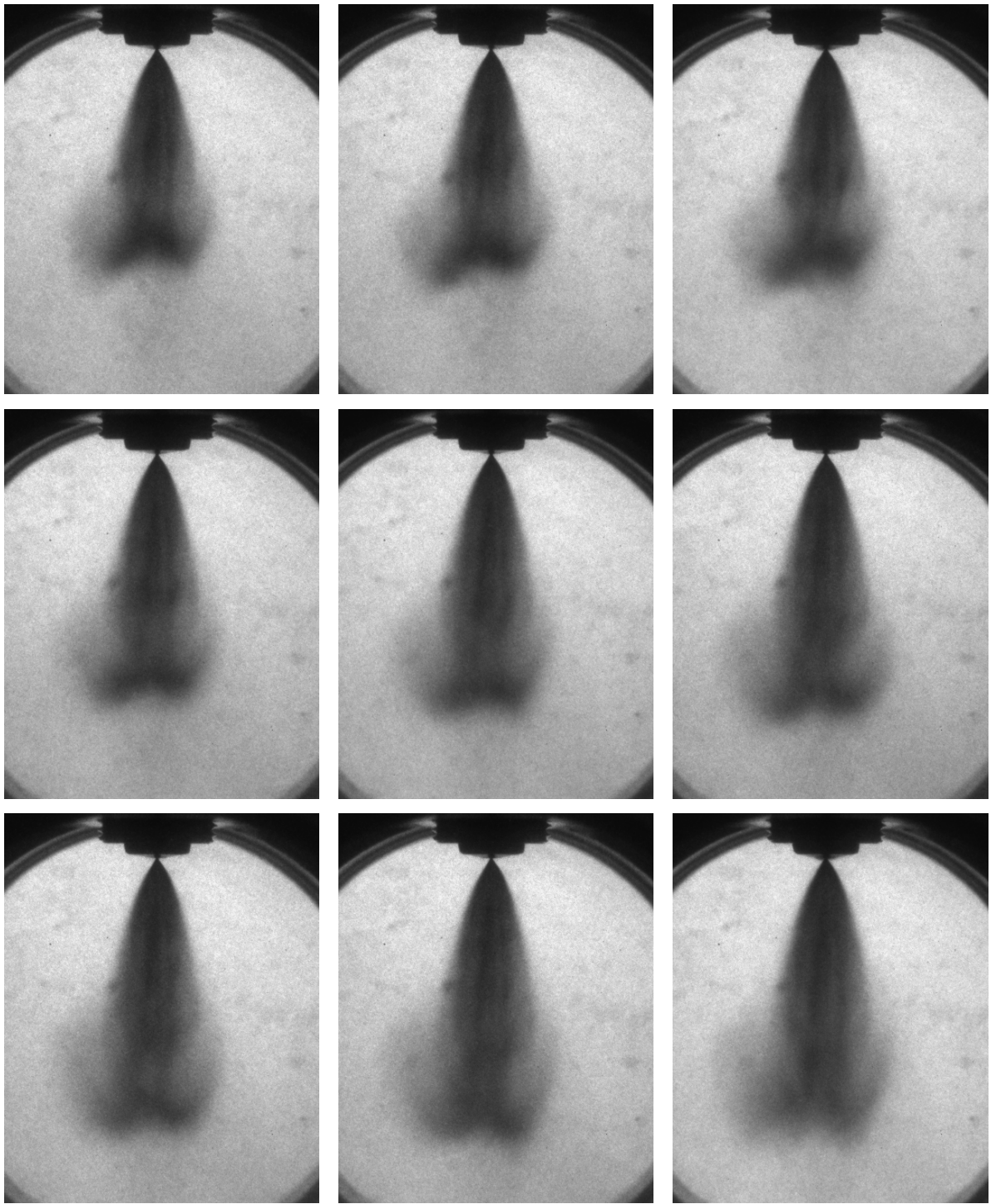


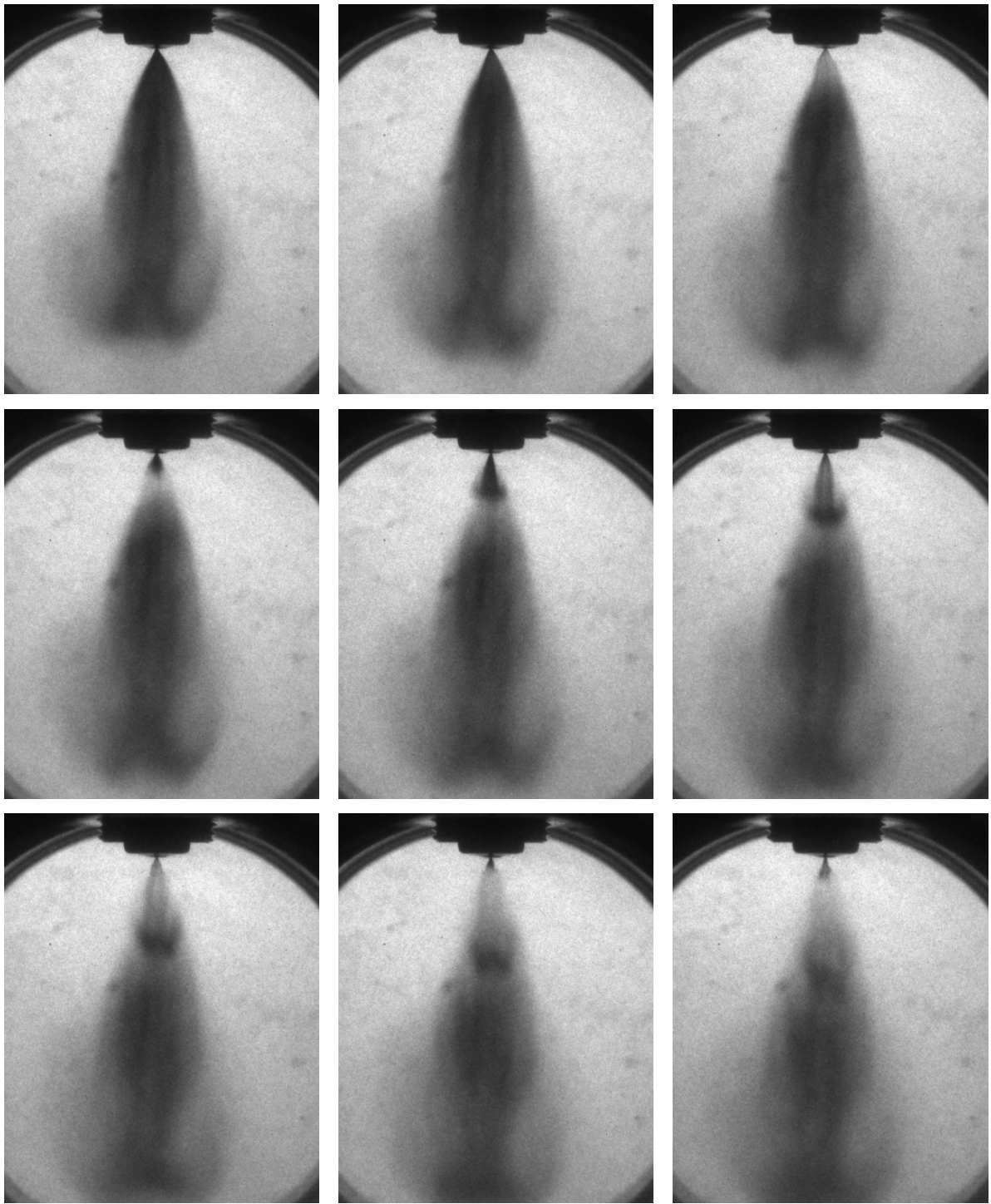
Appendice VII: Evoluzione dello spray con un tempo di mantenimento di 0,8 ms ed una contropressione in camera di prova di 150 kPa. Le immagini sono state ottenute ogni 0,05 ms partendo dall'inizio dell'iniezione

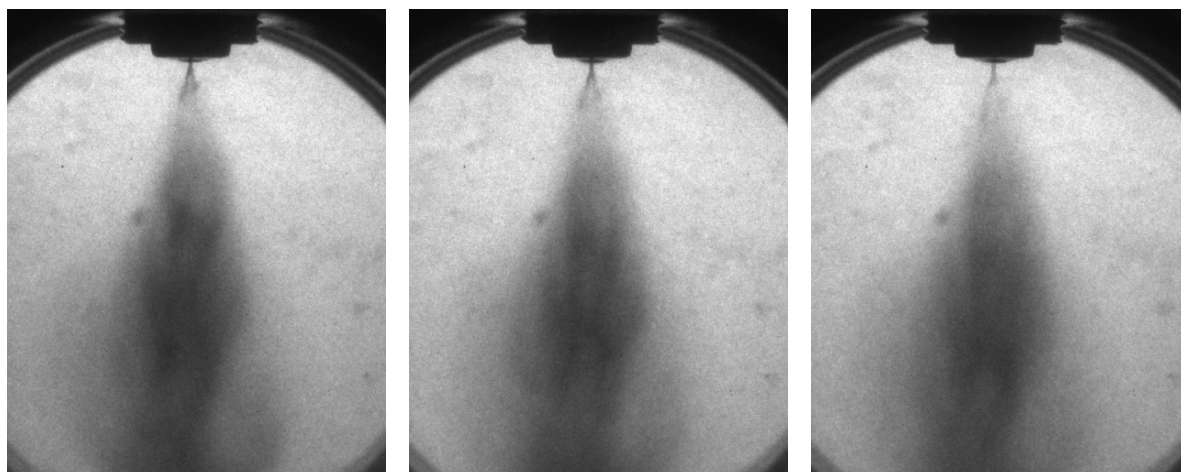




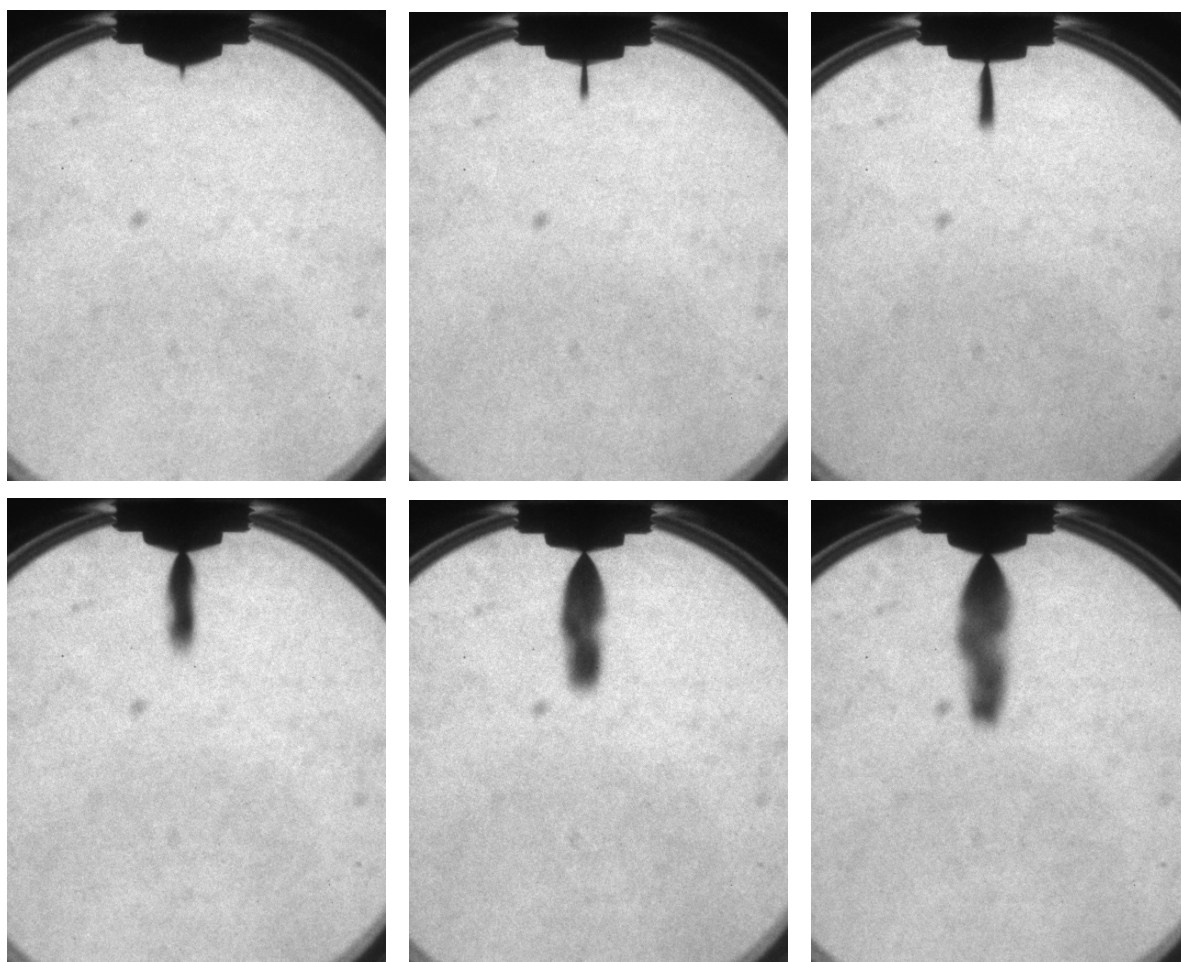


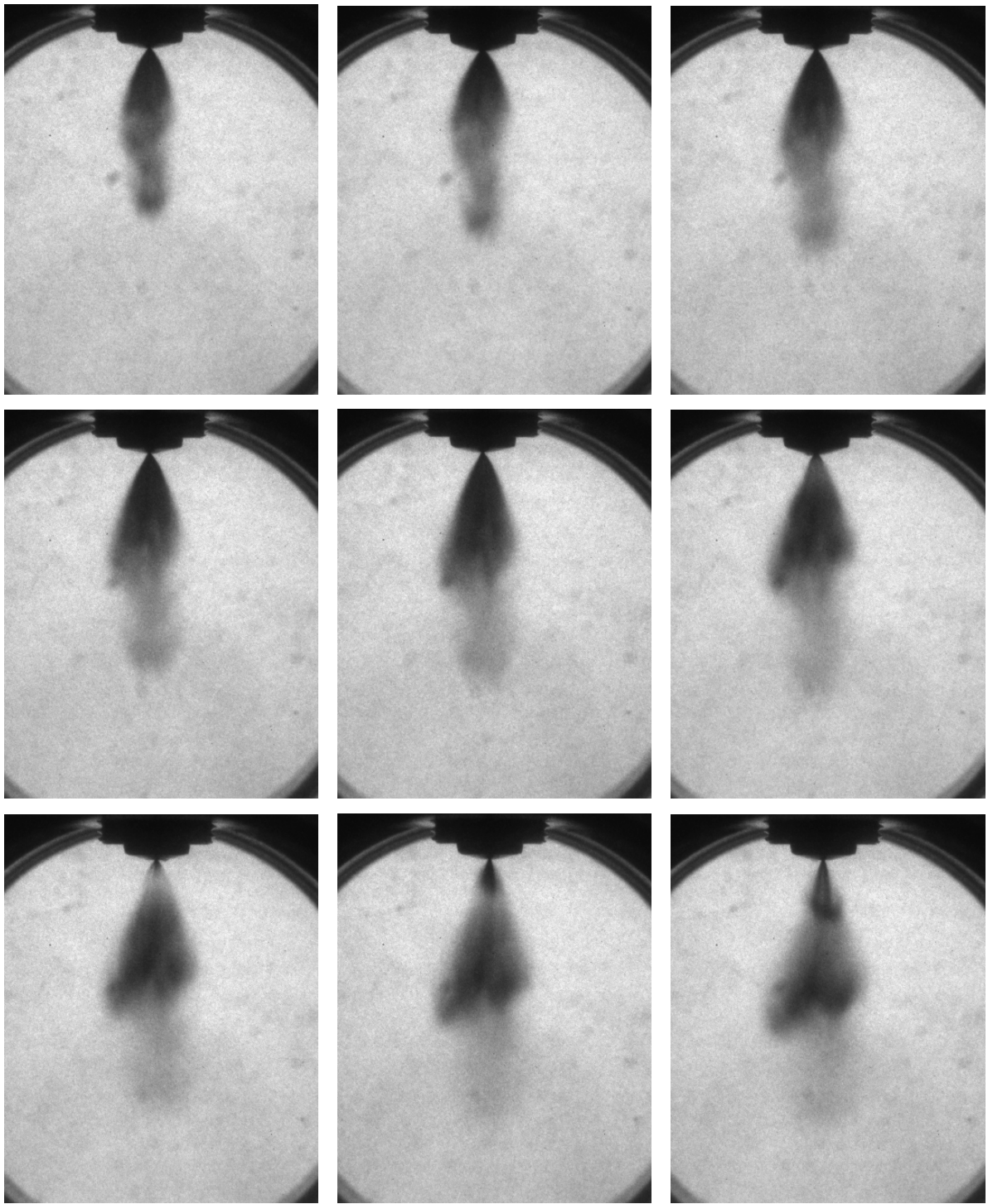


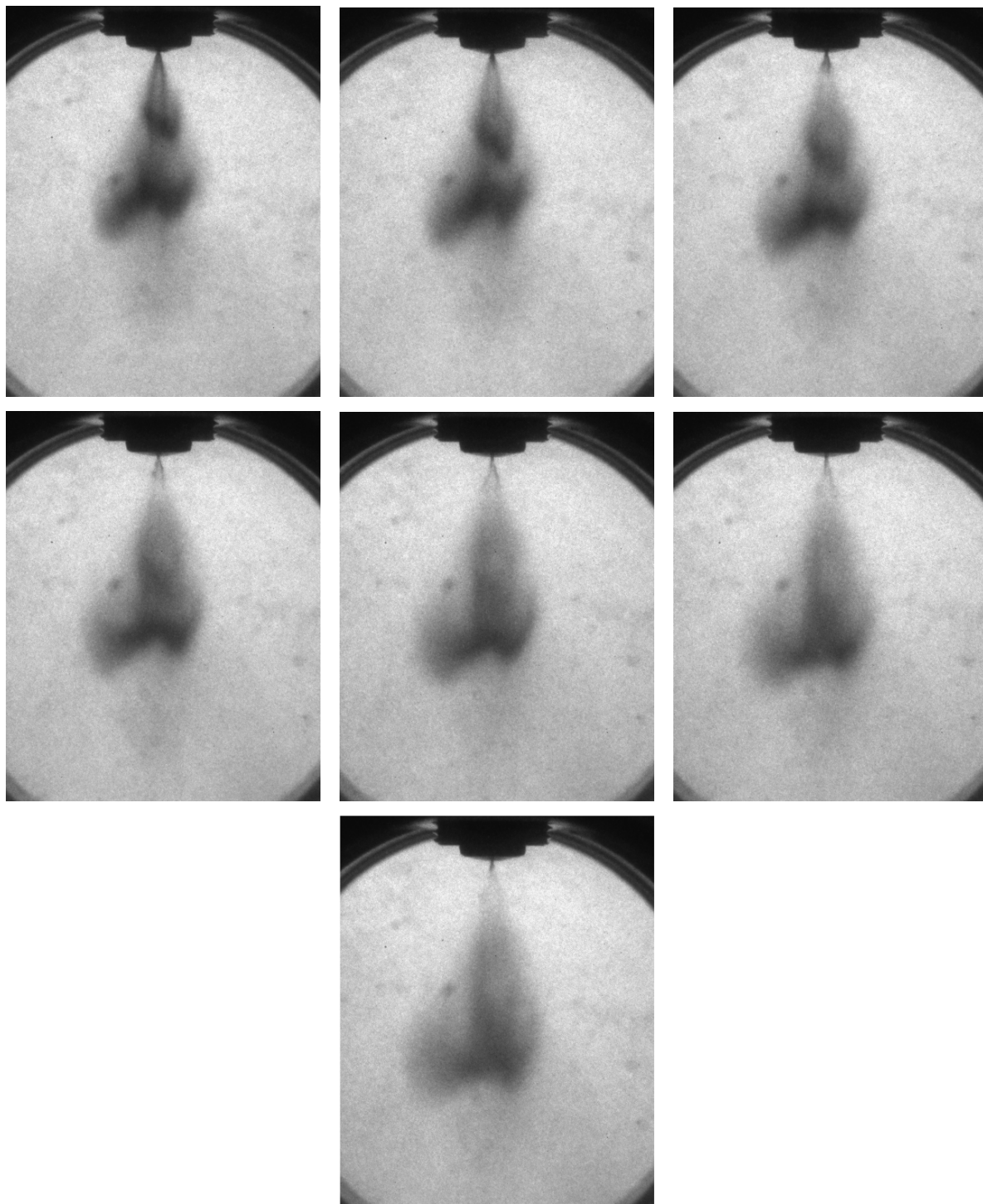




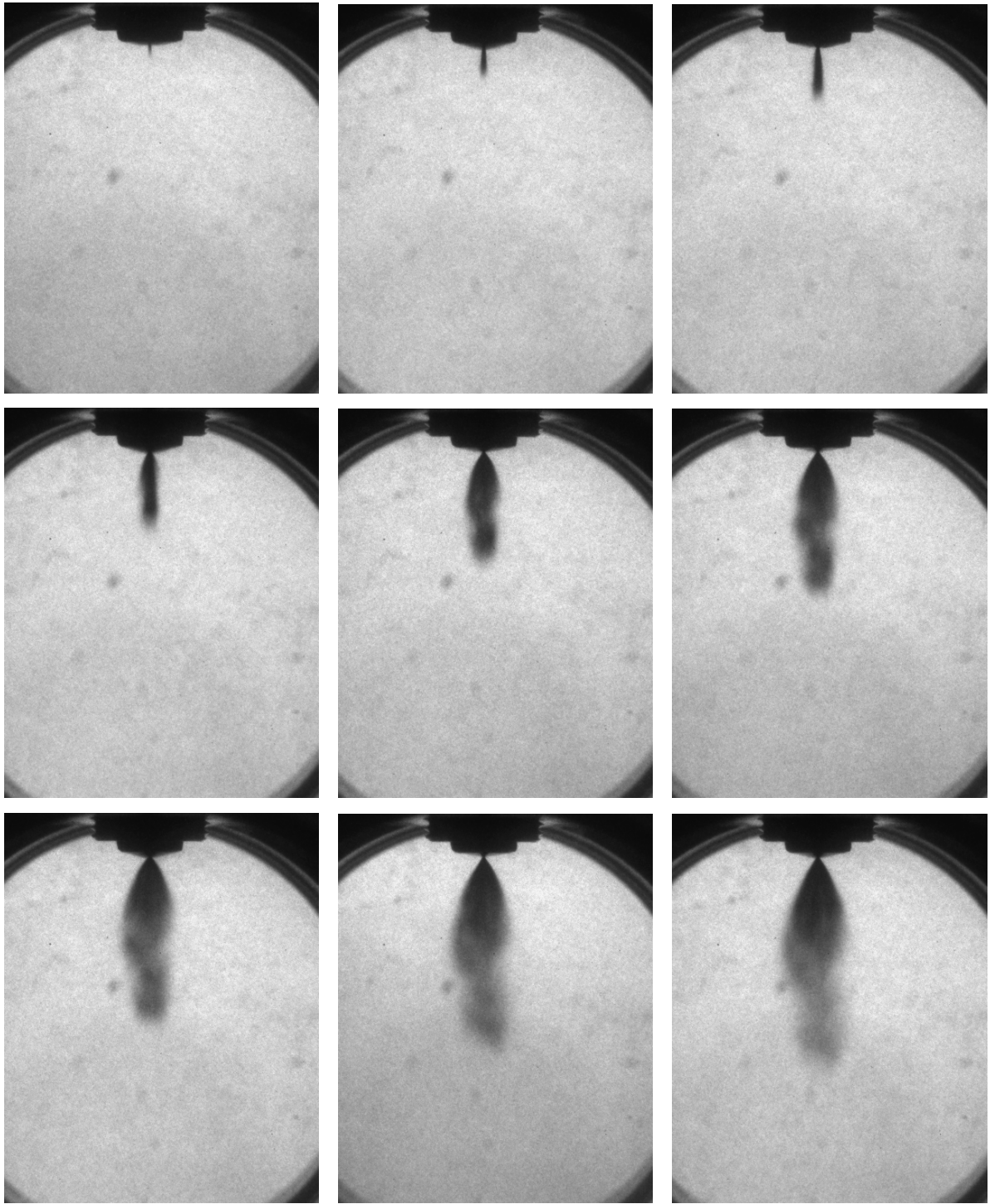
Appendice VIII: Evoluzione dello spray con un tempo di mantenimento di 1,2 ms ed una contropressione in camera di prova di 150 kPa. Le immagini sono state ottenute ogni 0,05 ms partendo dall'inizio dell'iniezione.

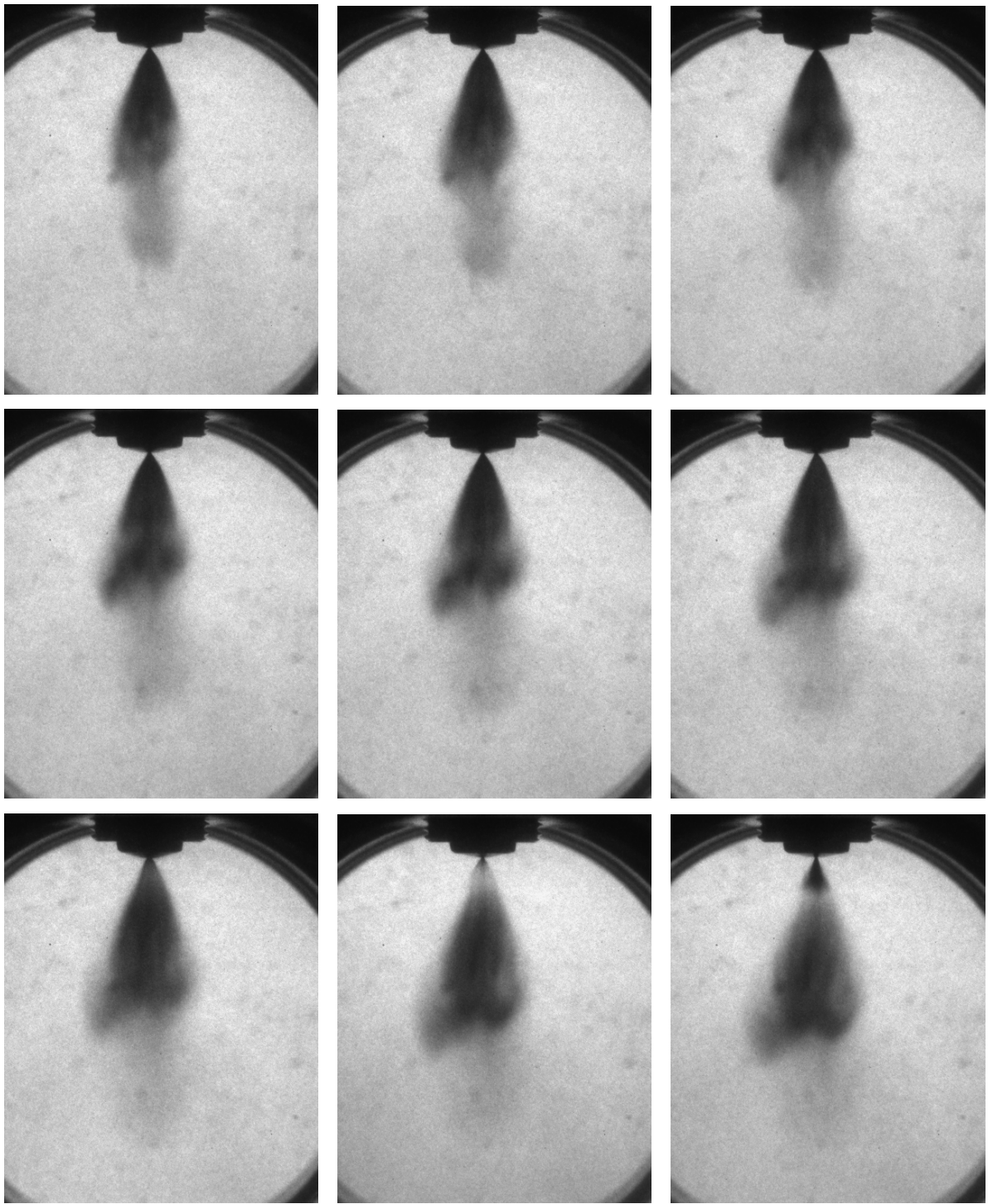


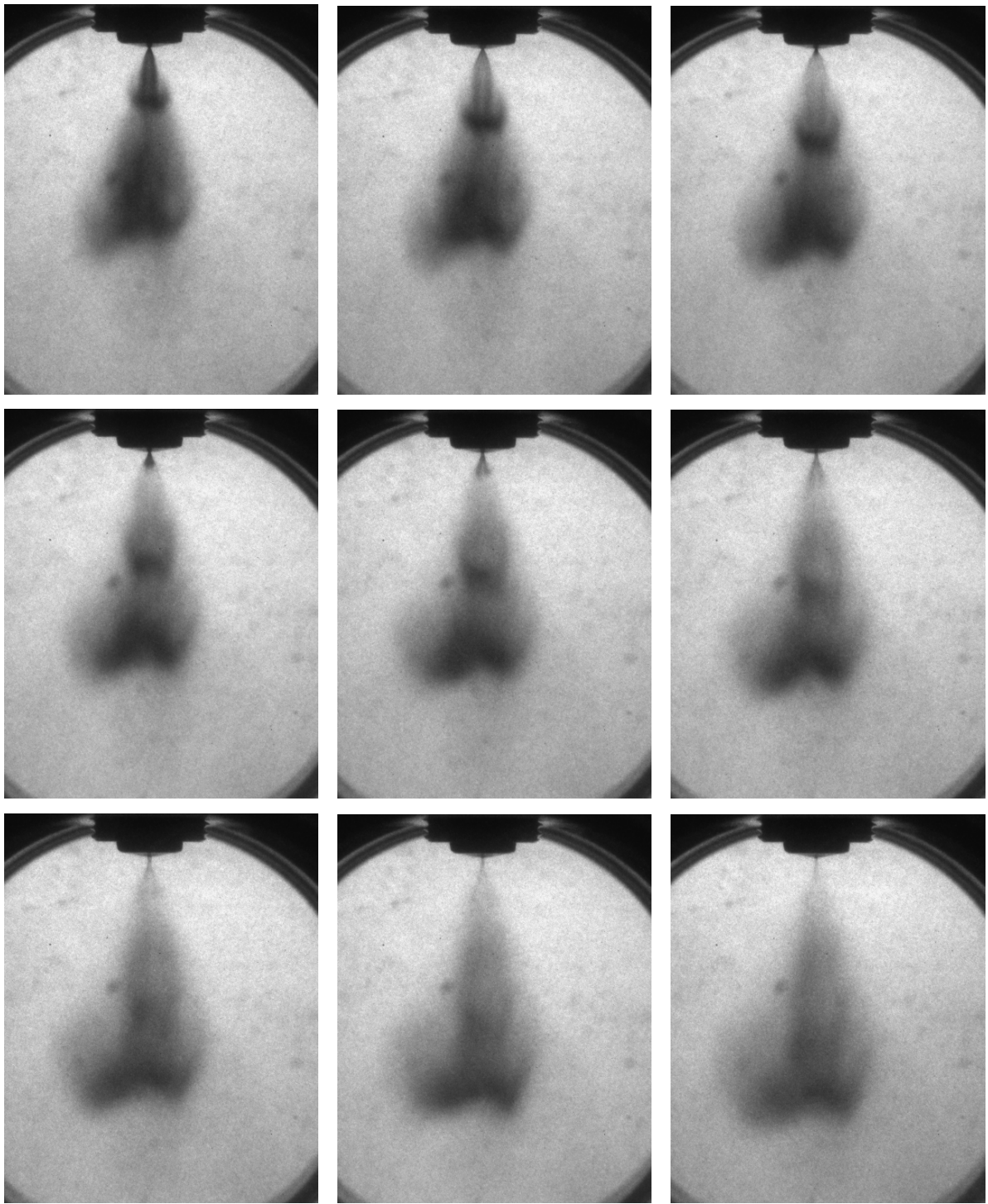




Appendice IX: Evoluzione dello spray con un tempo di mantenimento di 0,2 ms ed una contropressione in camera di prova di 200 kPa. Le immagini sono state ottenute ogni 0,05 ms partendo dall'inizio dell'iniezione.

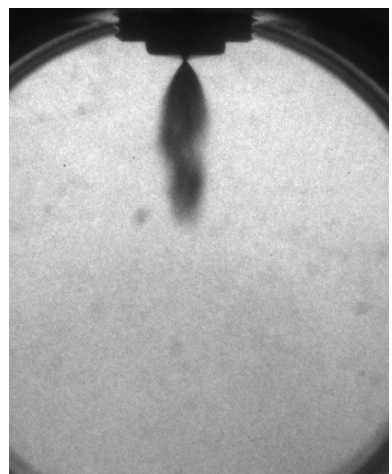
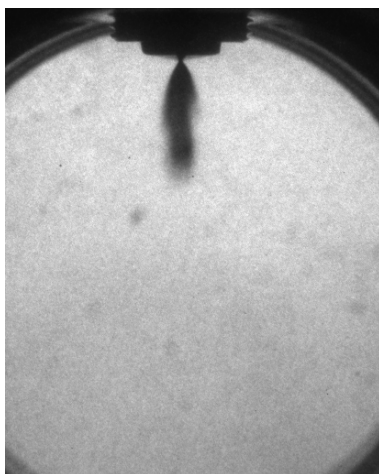
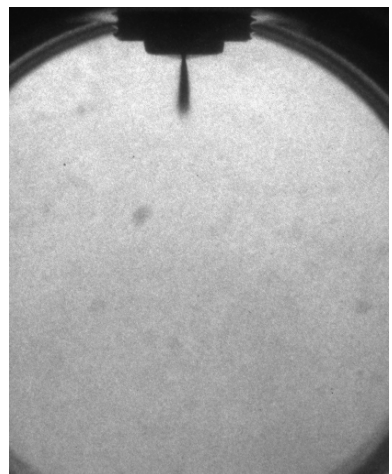
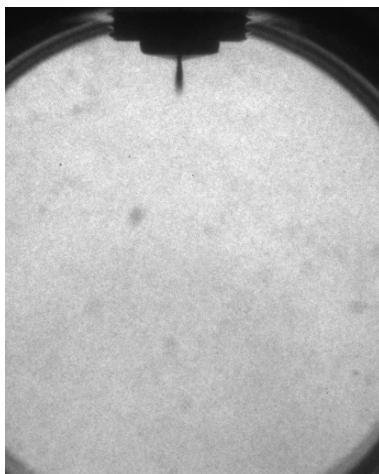
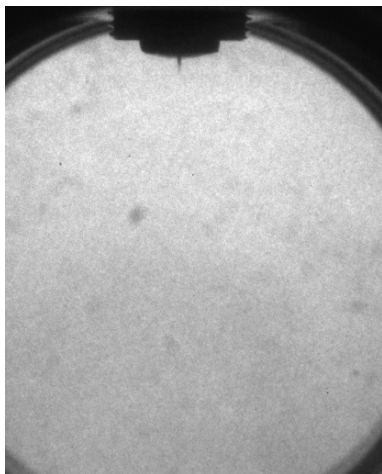


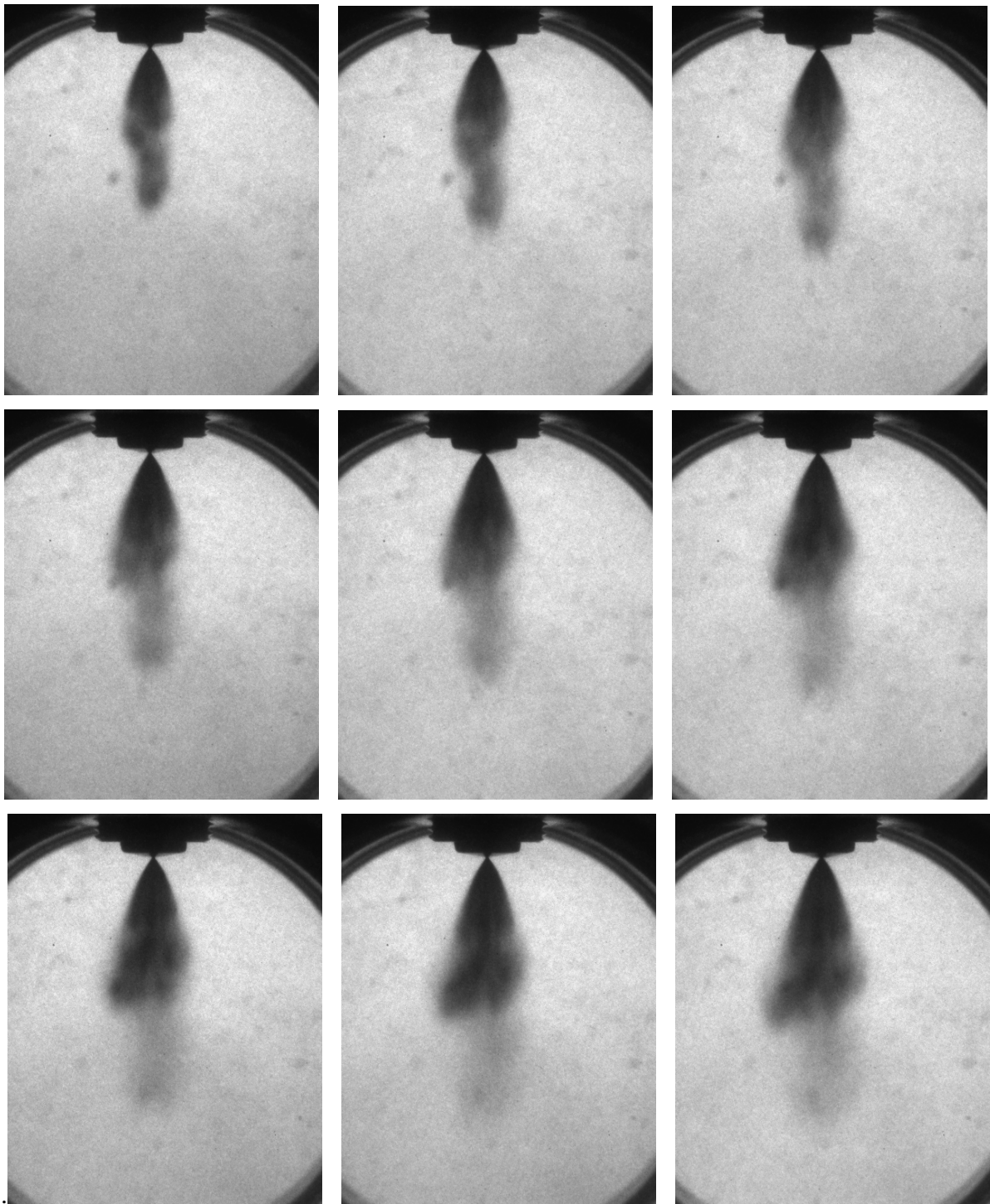


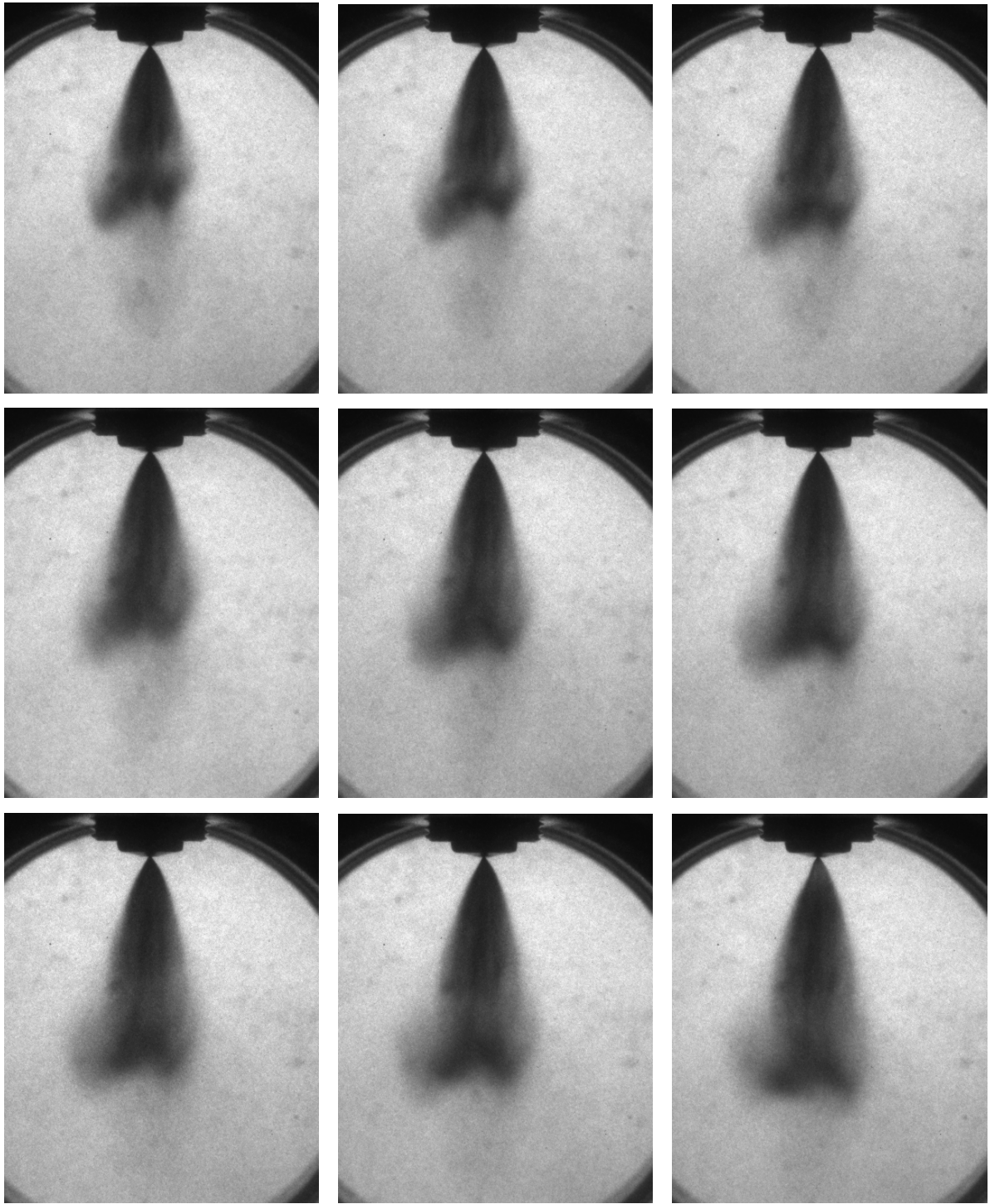


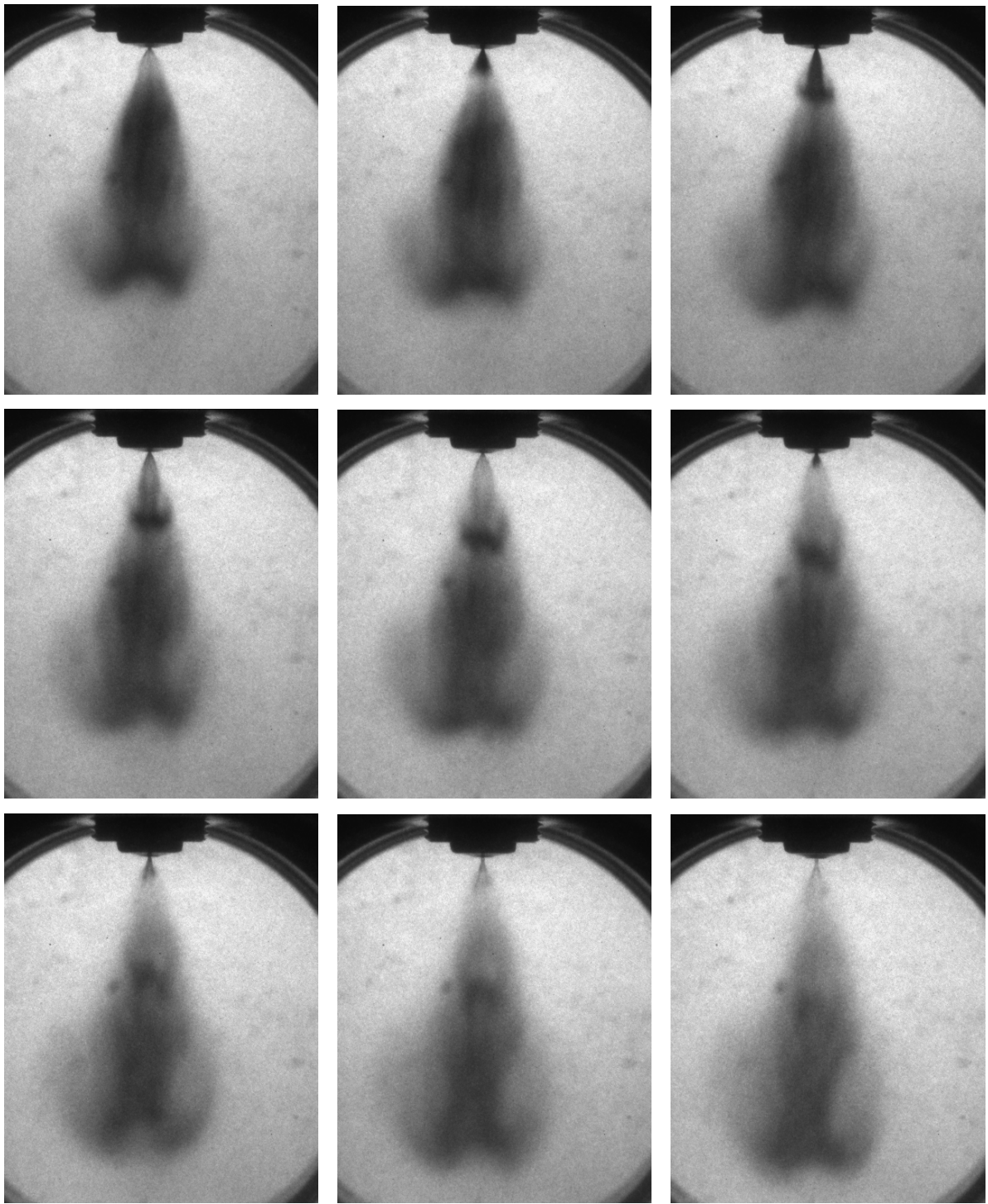


Appendice X: Evoluzione dello spray con un tempo di mantenimento di 0,4 ms ed una contropressione in camera di prova di 200 kPa. Le immagini sono state ottenute ogni 0,05 ms partendo dall'inizio dell'iniezione



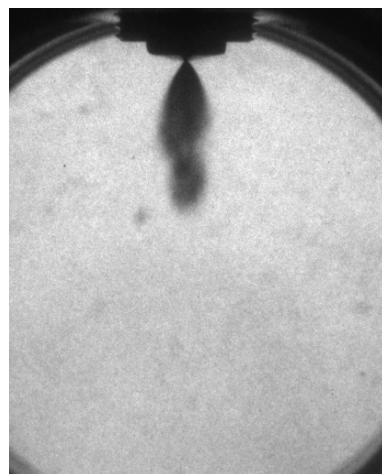
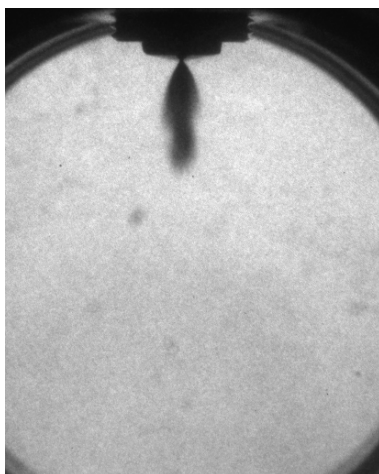
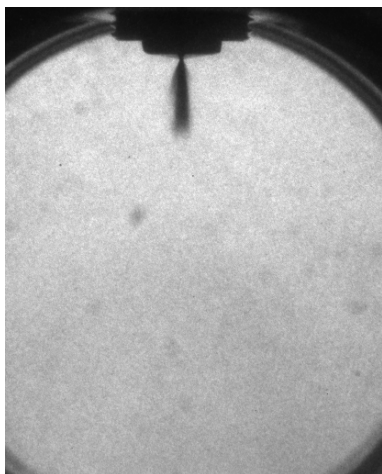
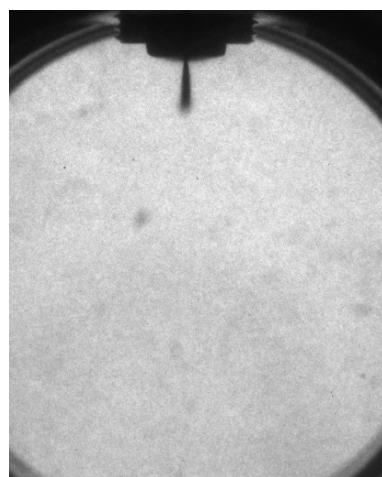
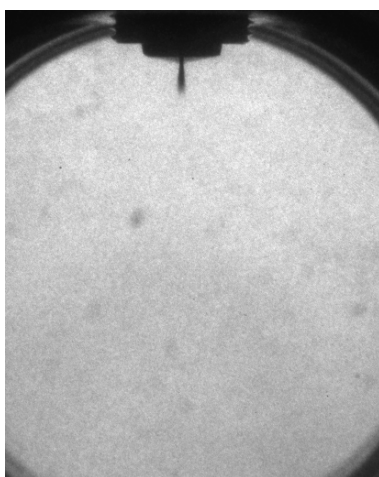
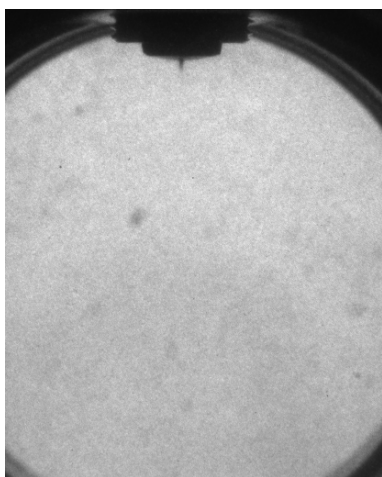


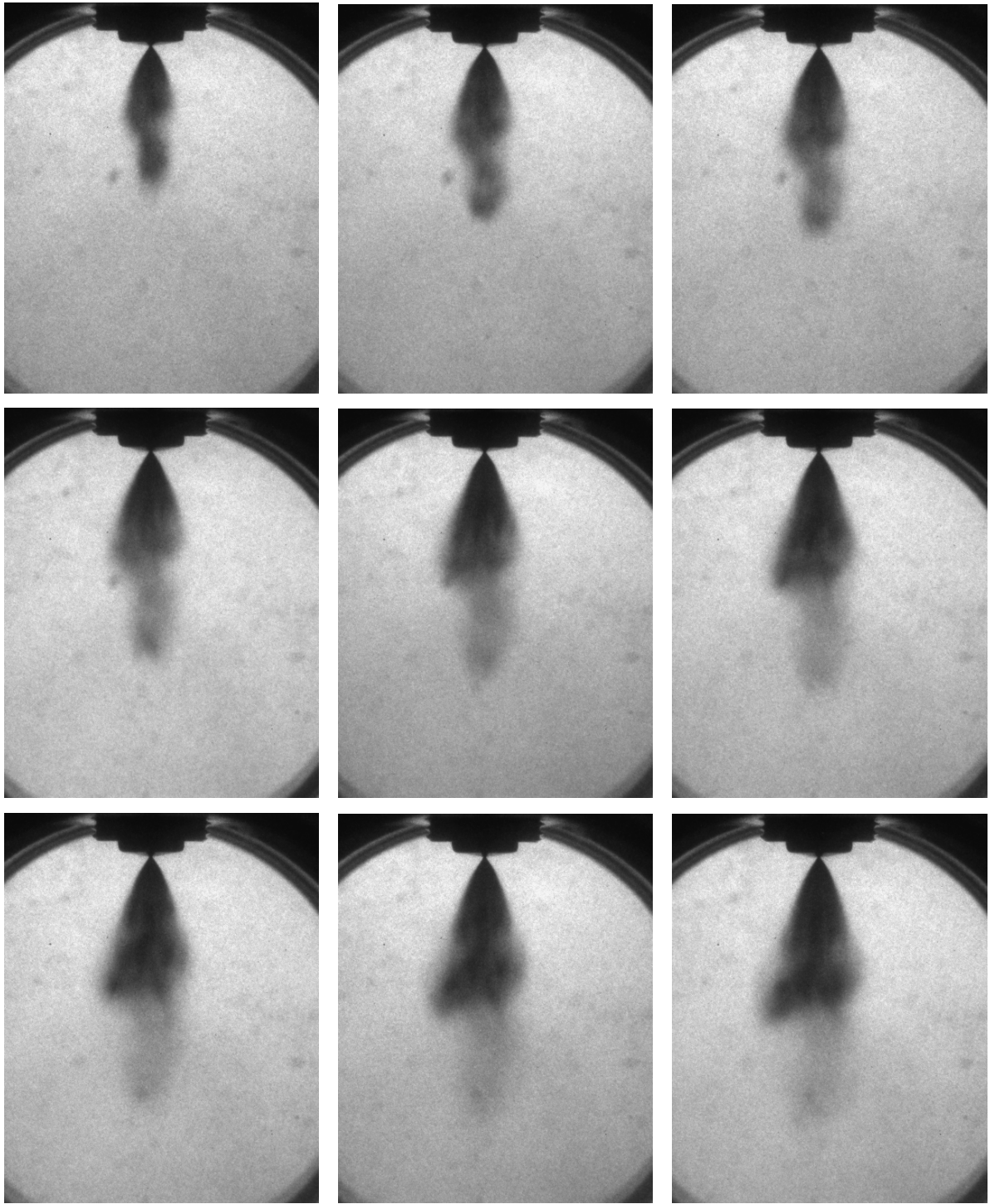


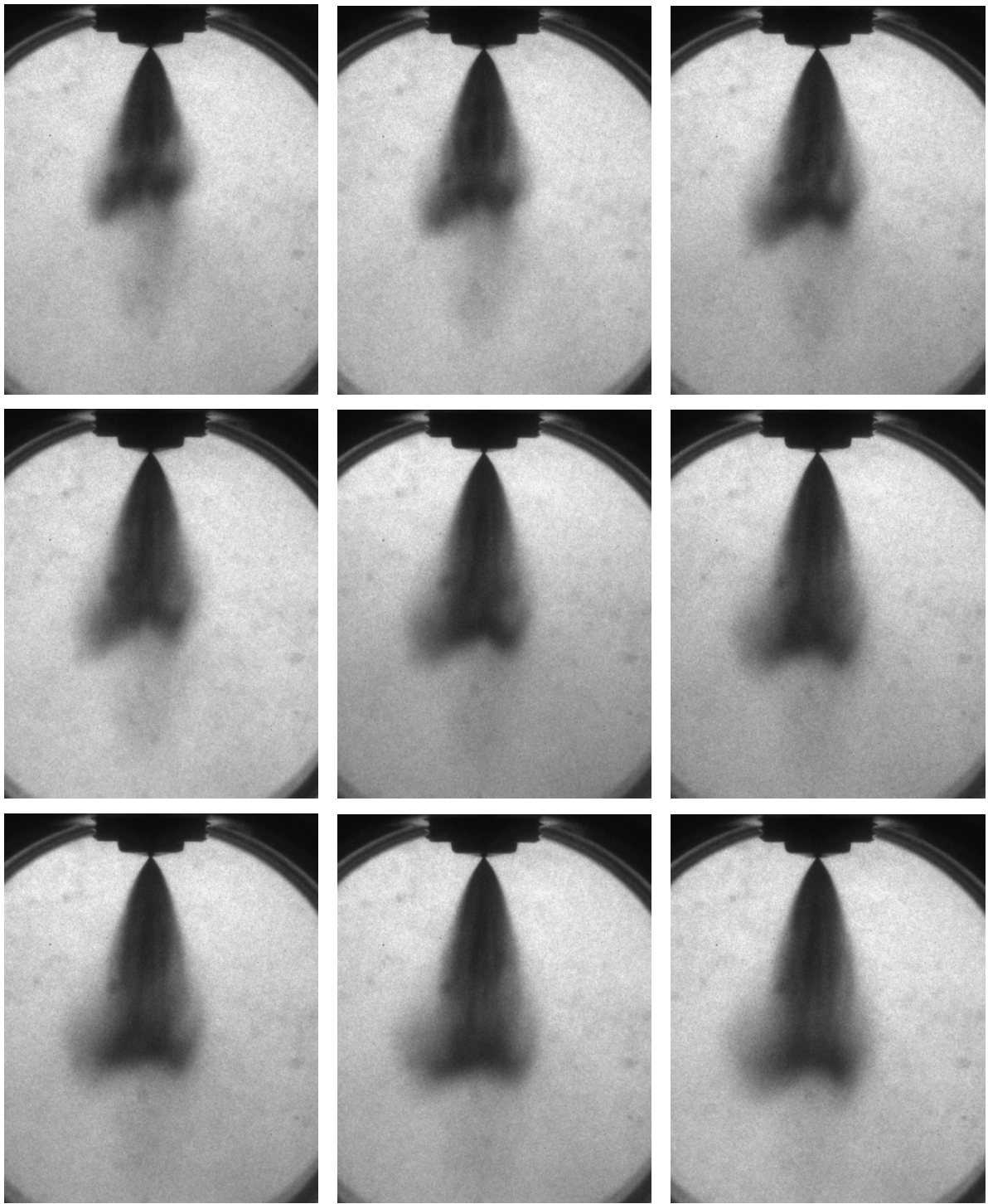


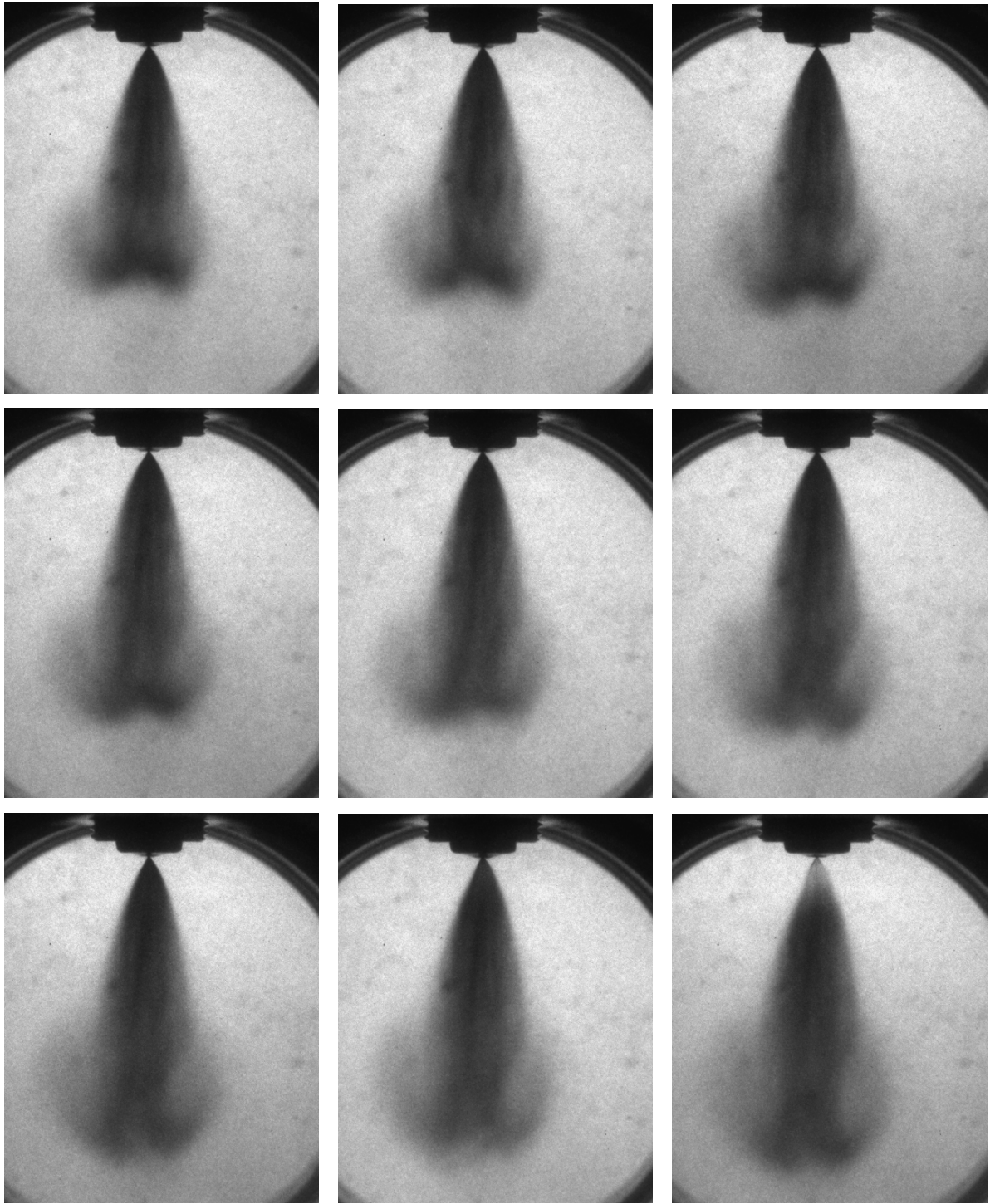


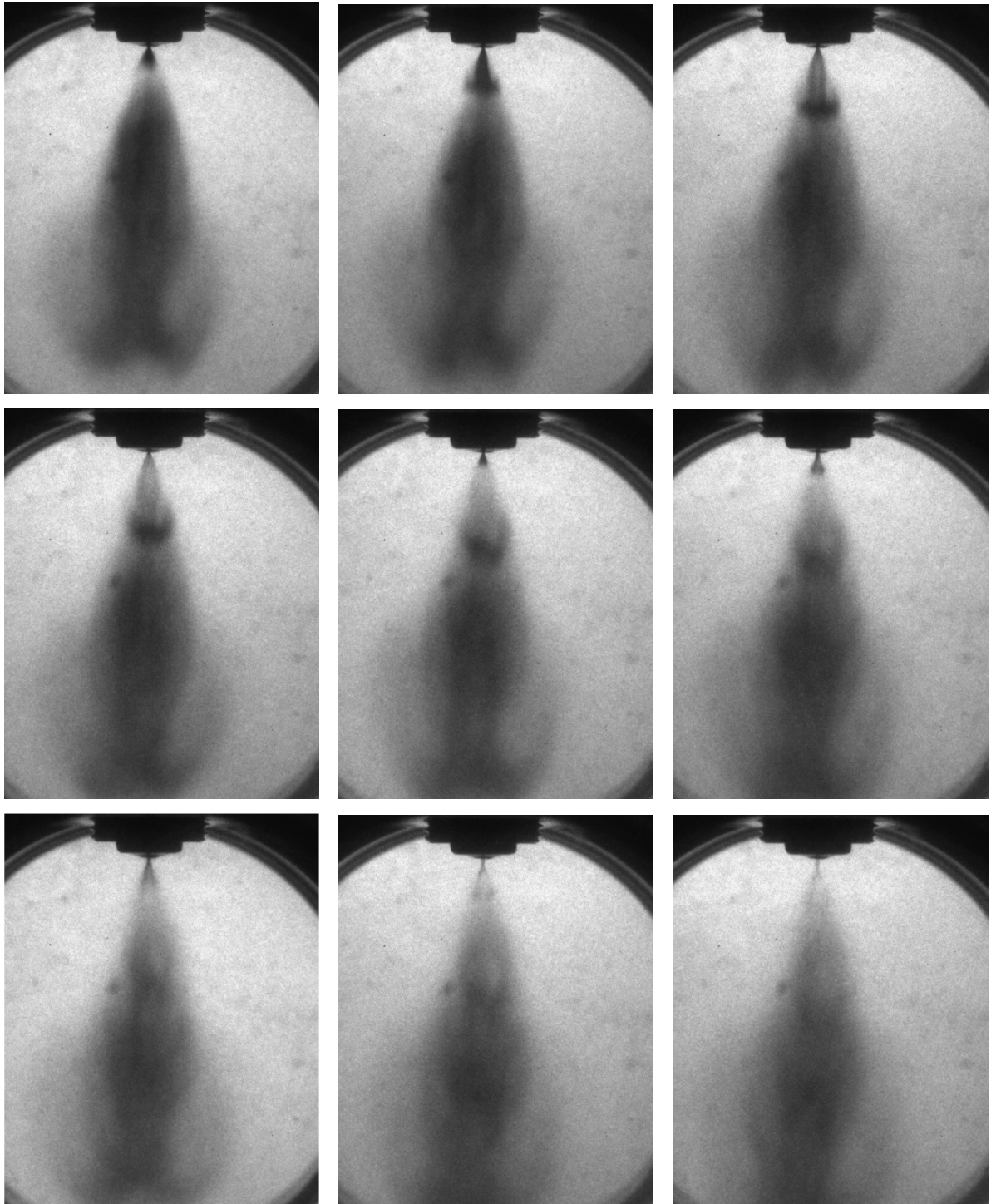
Appendice XI: Evoluzione dello spray con un tempo di mantenimento di 0,8 ms ed una contropressione in camera di prova di 200 kPa. Le immagini sono state ottenute ogni 0,05 ms partendo dall'inizio dell'iniezione



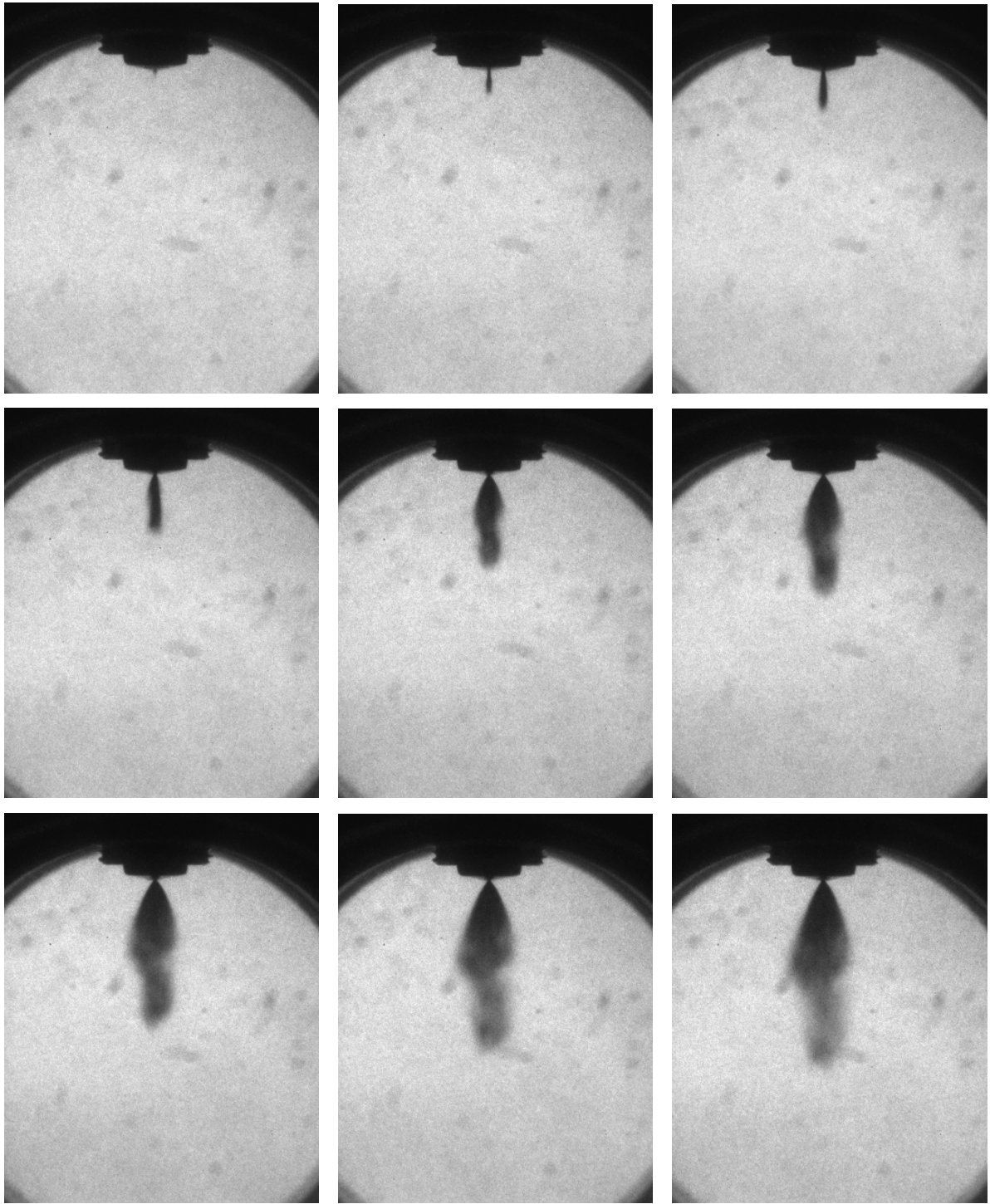


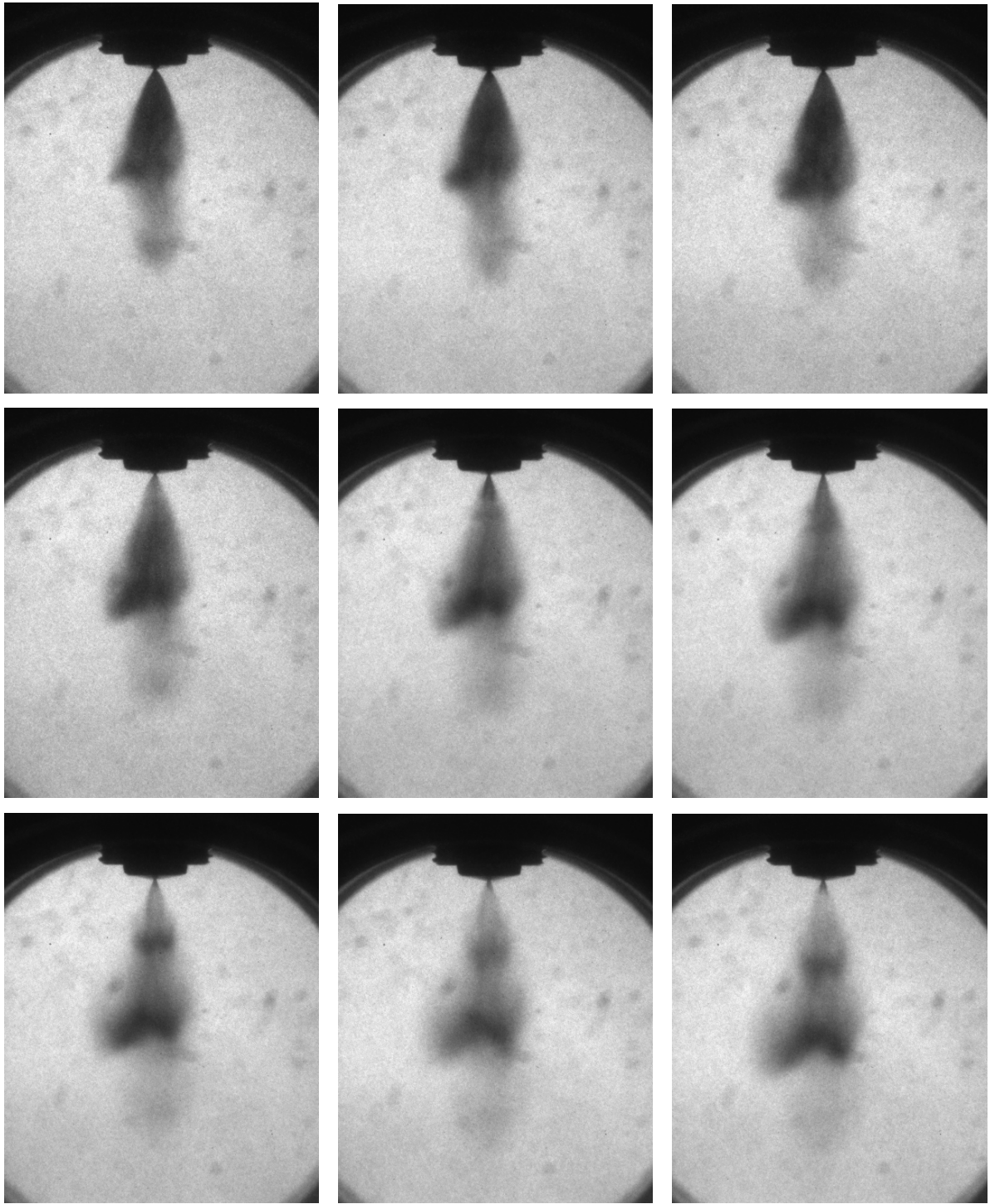


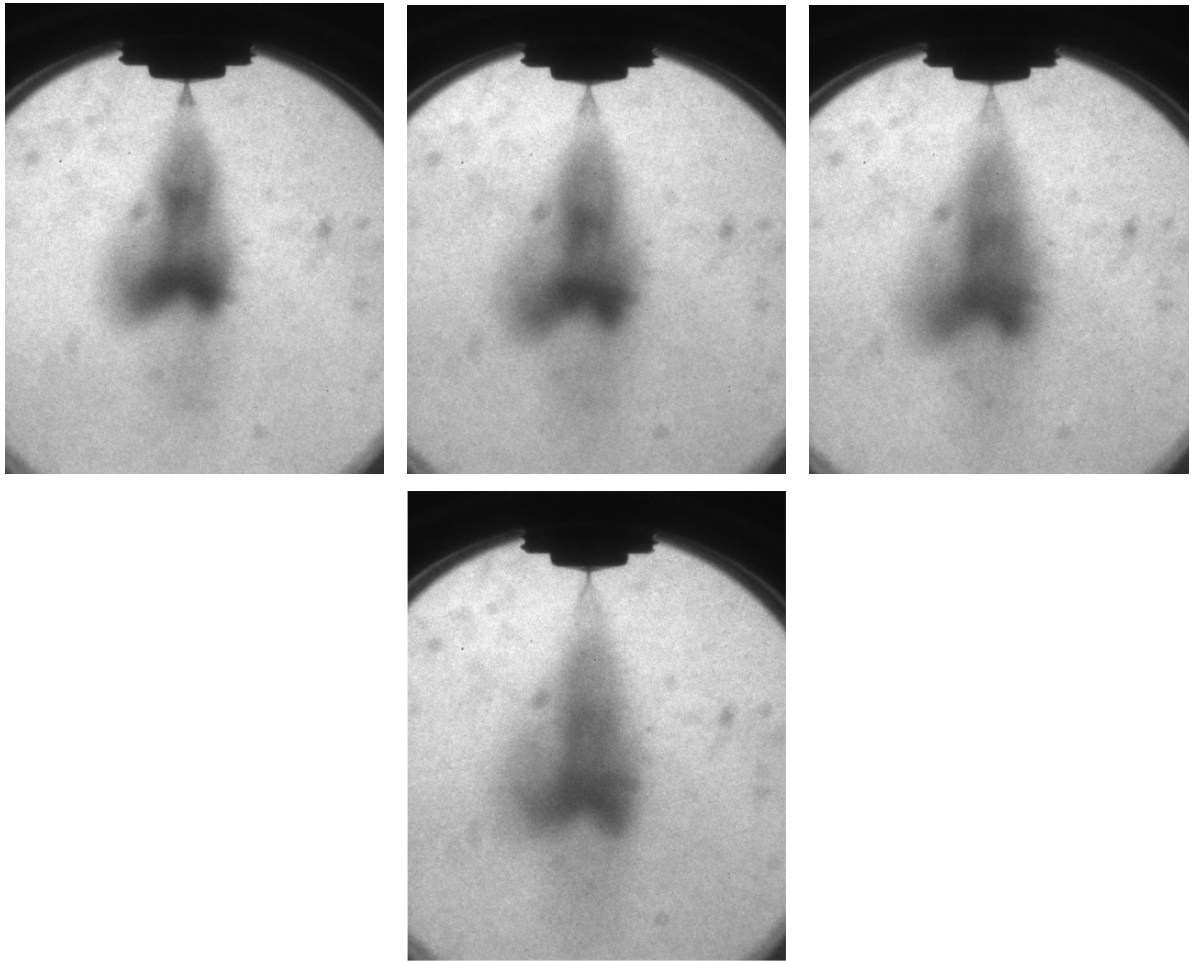




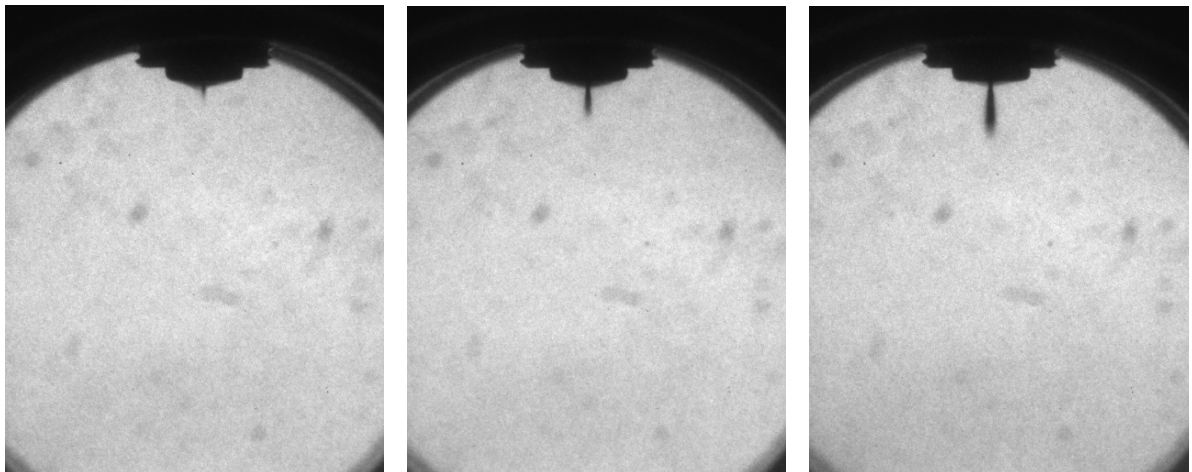
Appendice XII: Evoluzione dello spray con un tempo di mantenimento di 1,2 ms ed una contropressione in camera di prova di 200 kPa. Le immagini sono state ottenute ogni 0,05 ms partendo dall'inizio dell'iniezione

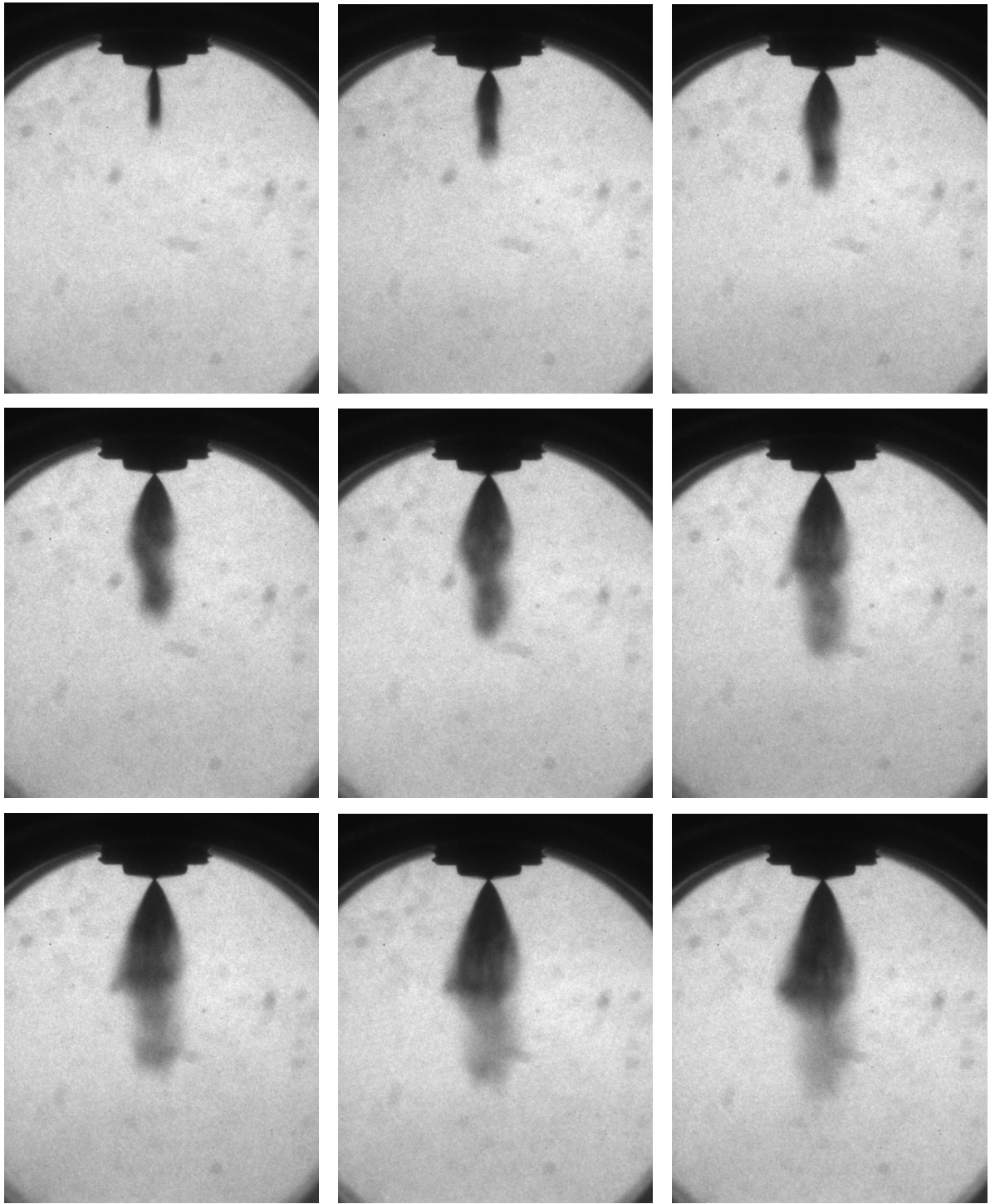


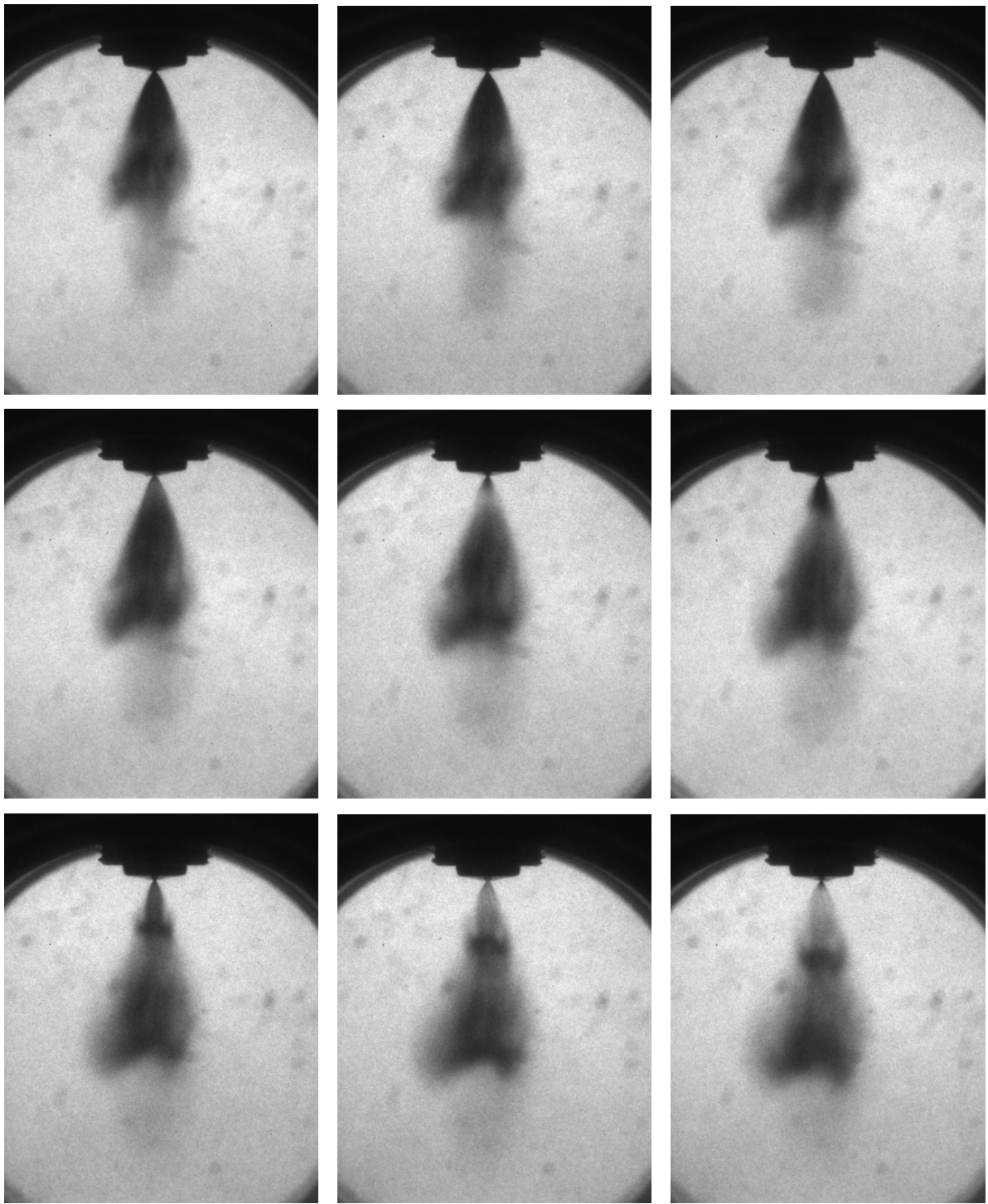


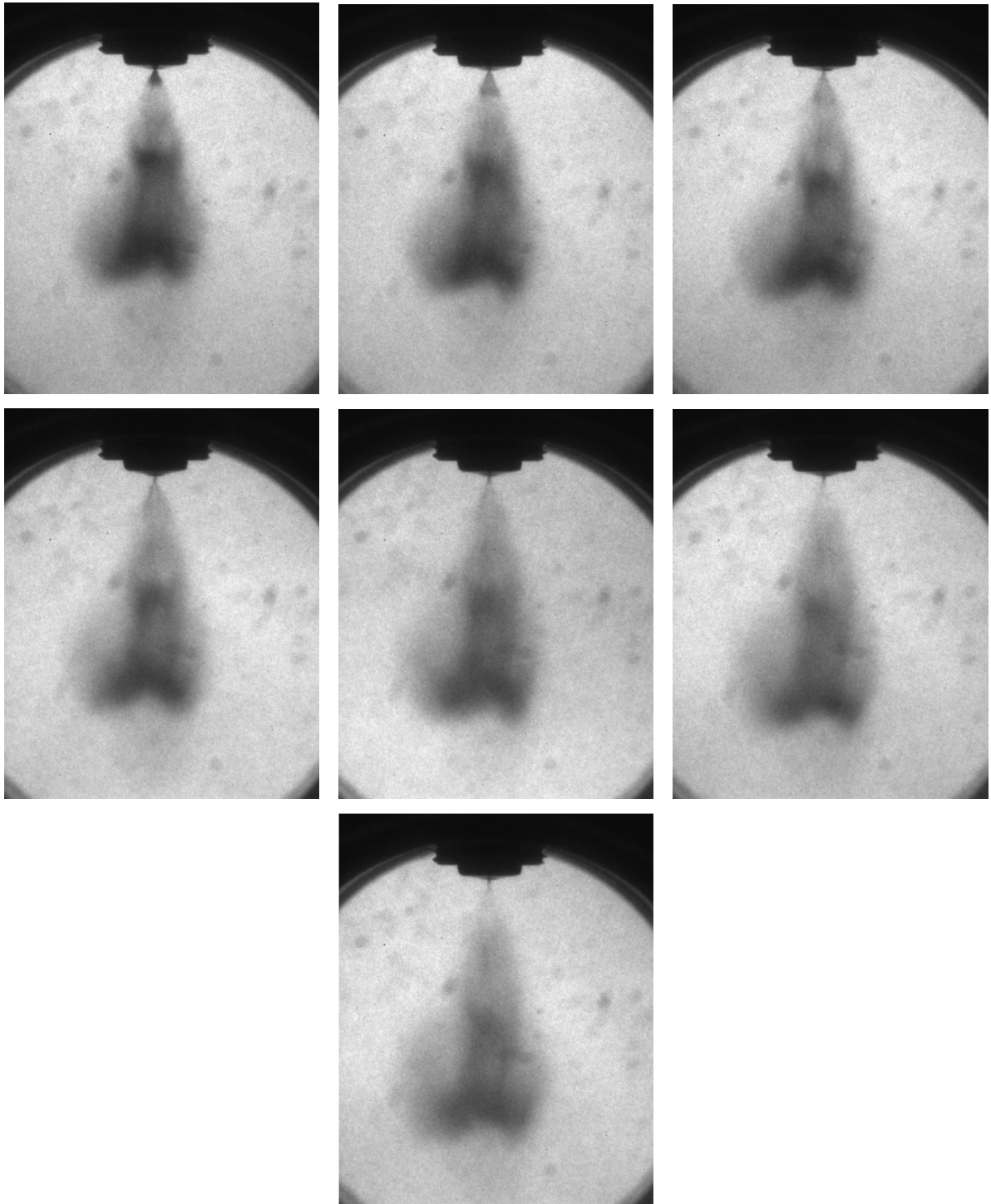


Appendice XIII: Evoluzione dello spray con un tempo di mantenimento di 0,2 ms ed una contropressione in camera di prova di 250 kPa. Le immagini sono state ottenute ogni 0,05 ms partendo dall'inizio dell'iniezione

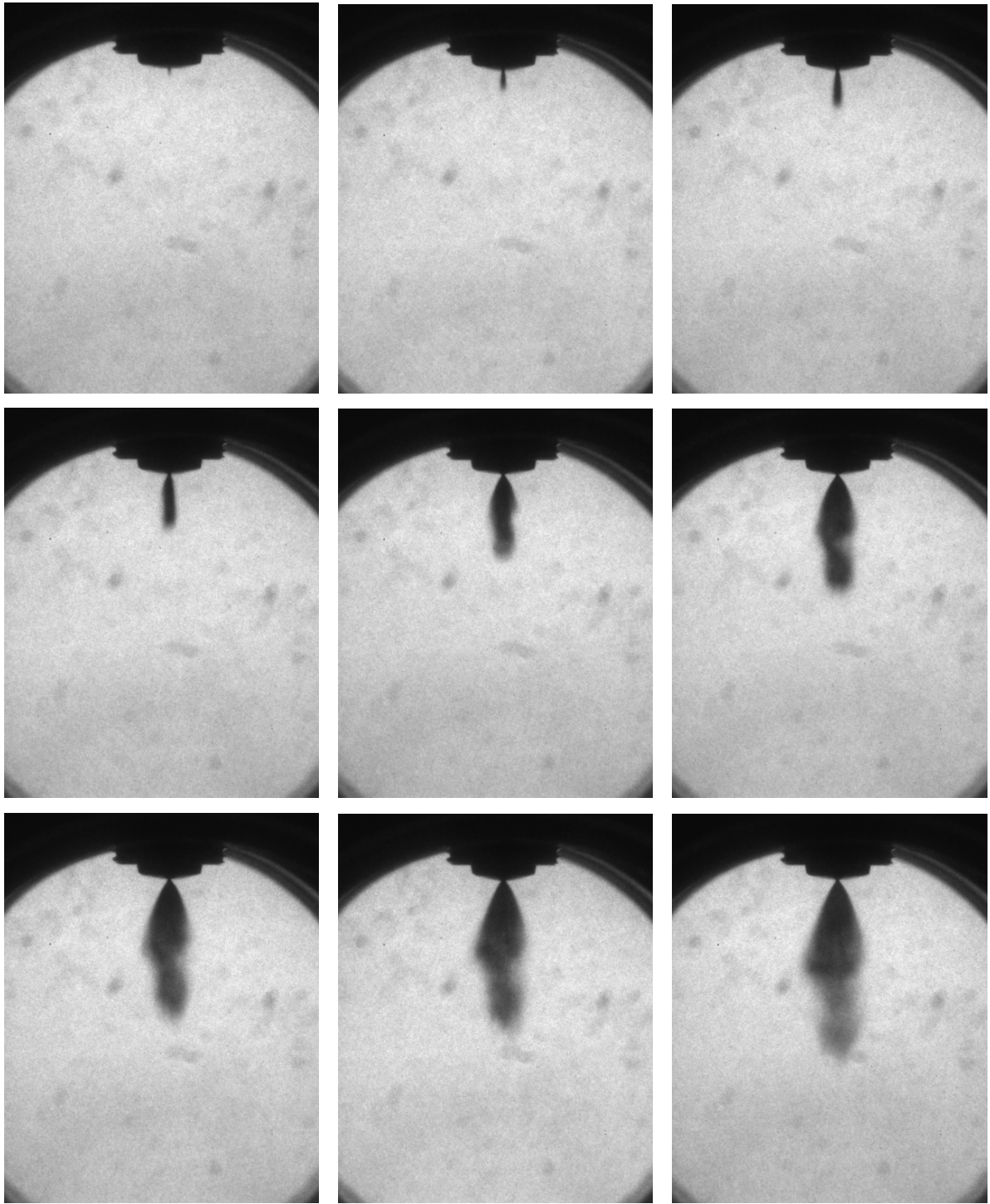


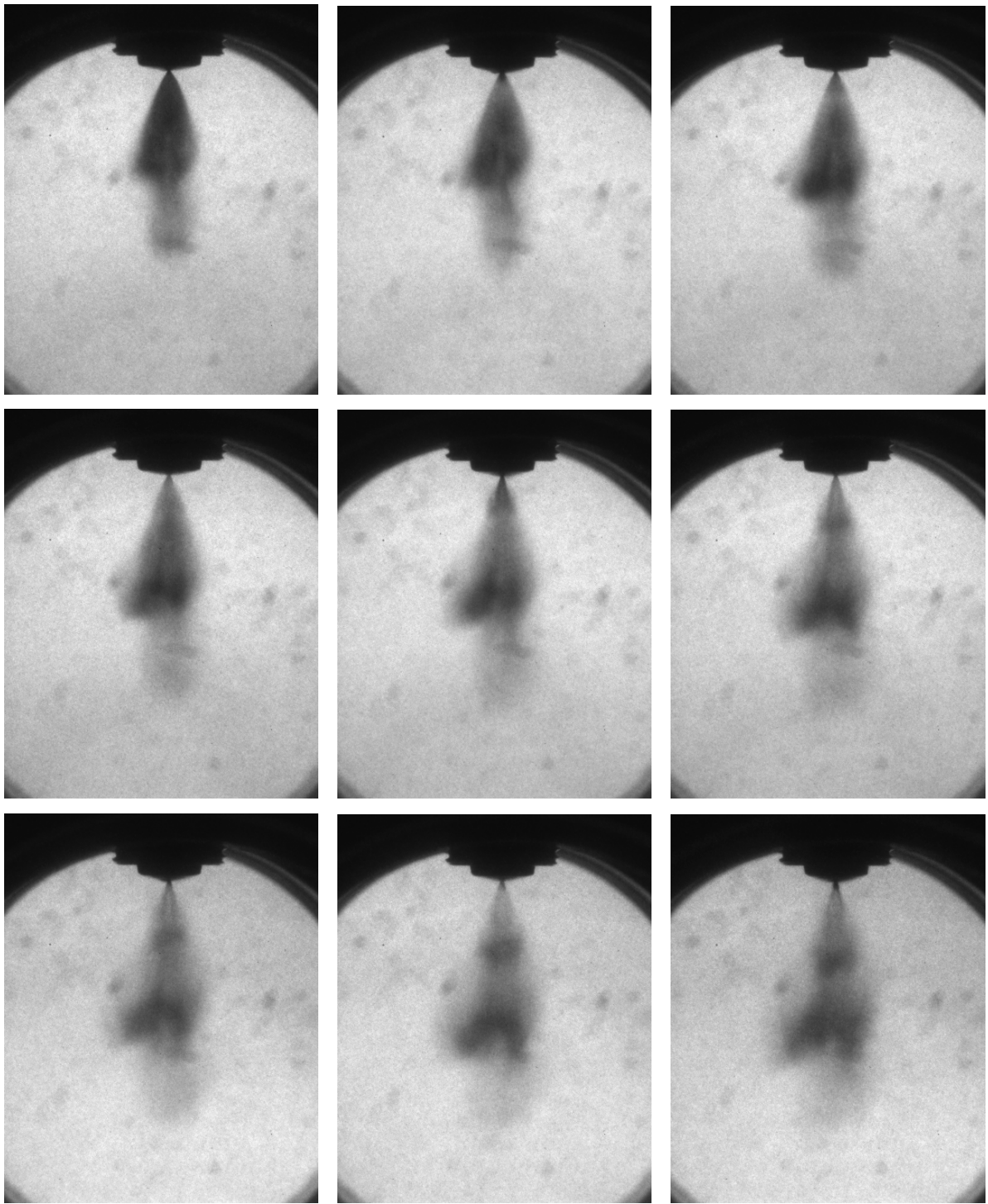


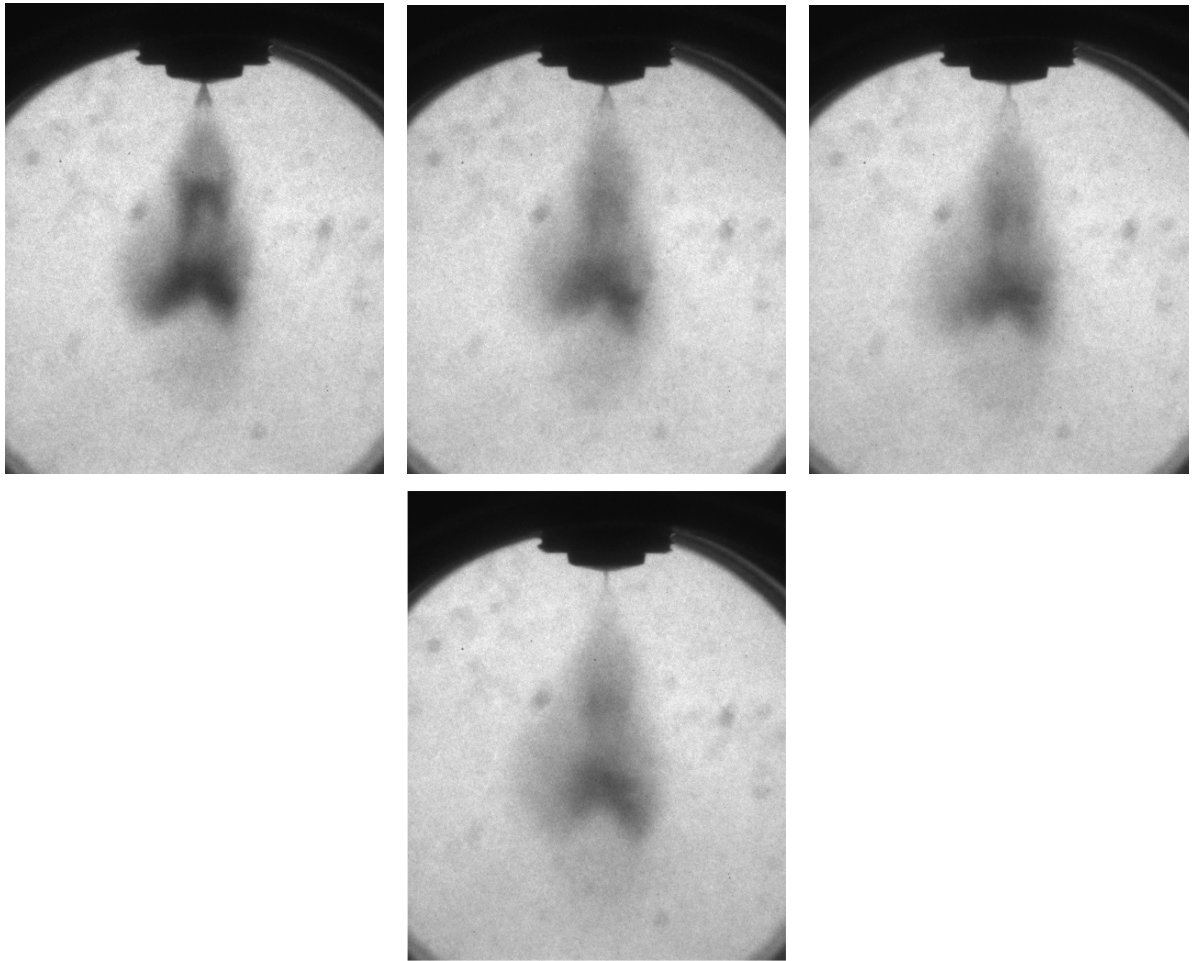




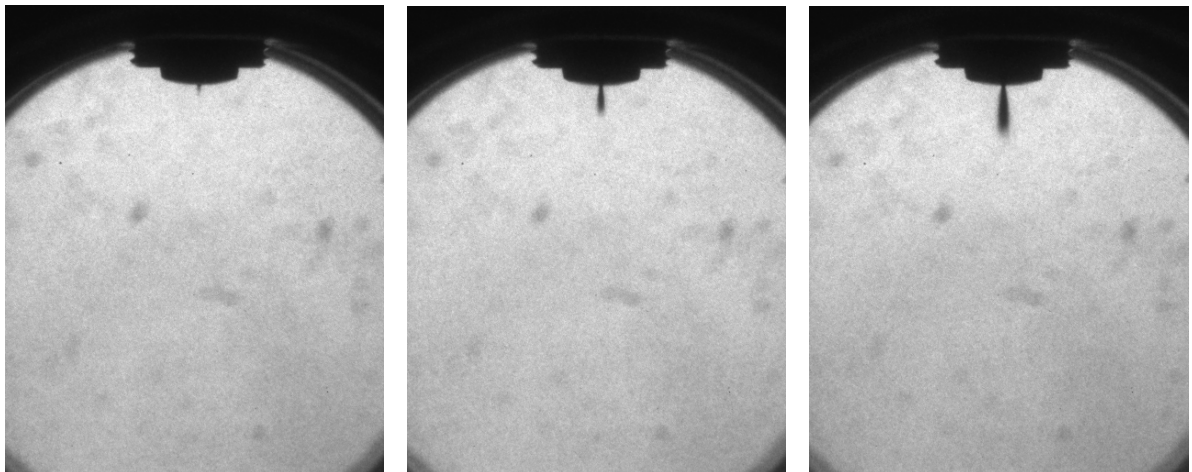
Appendice XIV: Evoluzione dello spray con un tempo di mantenimento di 0,4 ms ed una contropressione in camera di prova di 250 kPa. Le immagini sono state ottenute ogni 0,05 ms partendo dall'inizio dell'iniezione

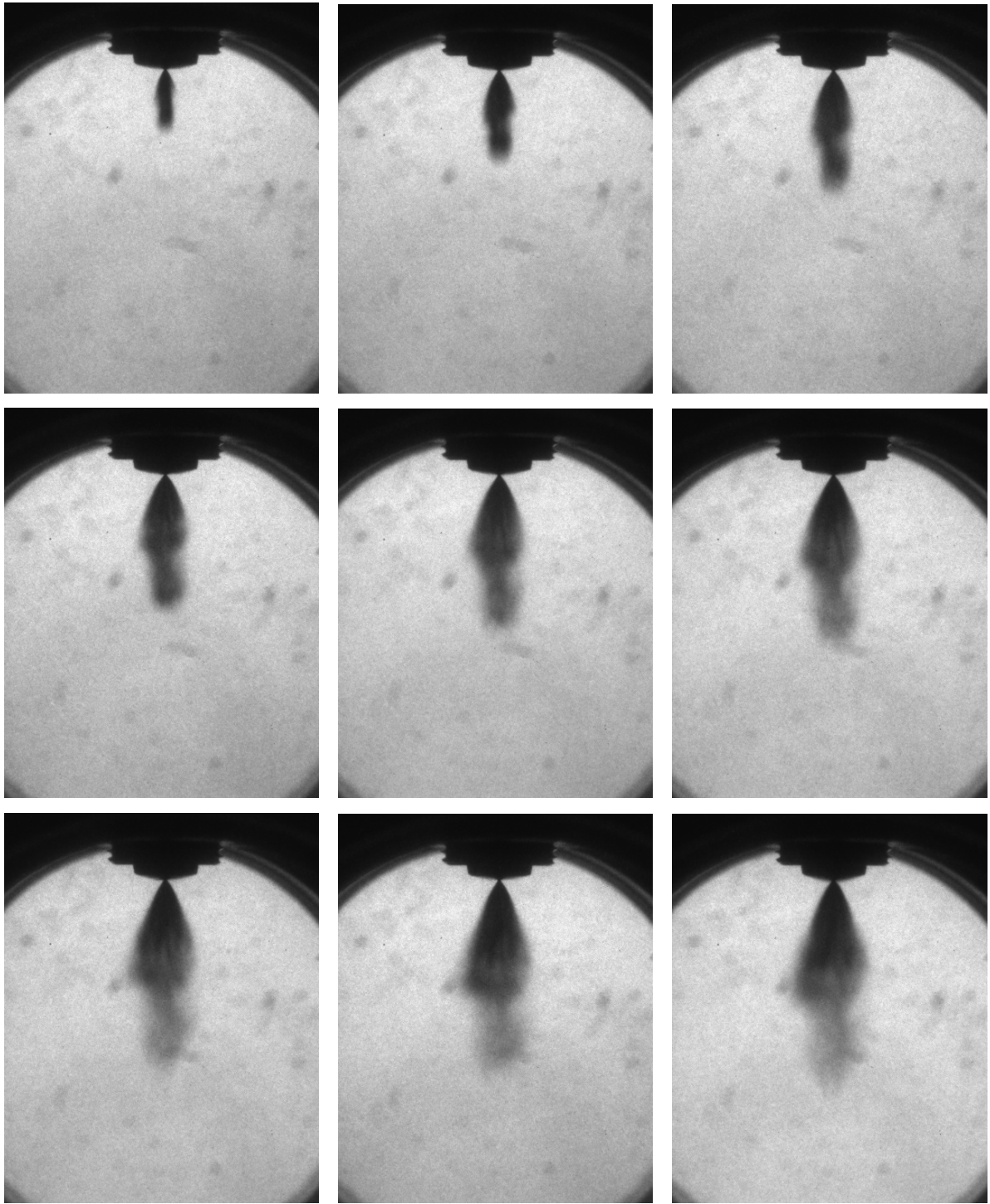


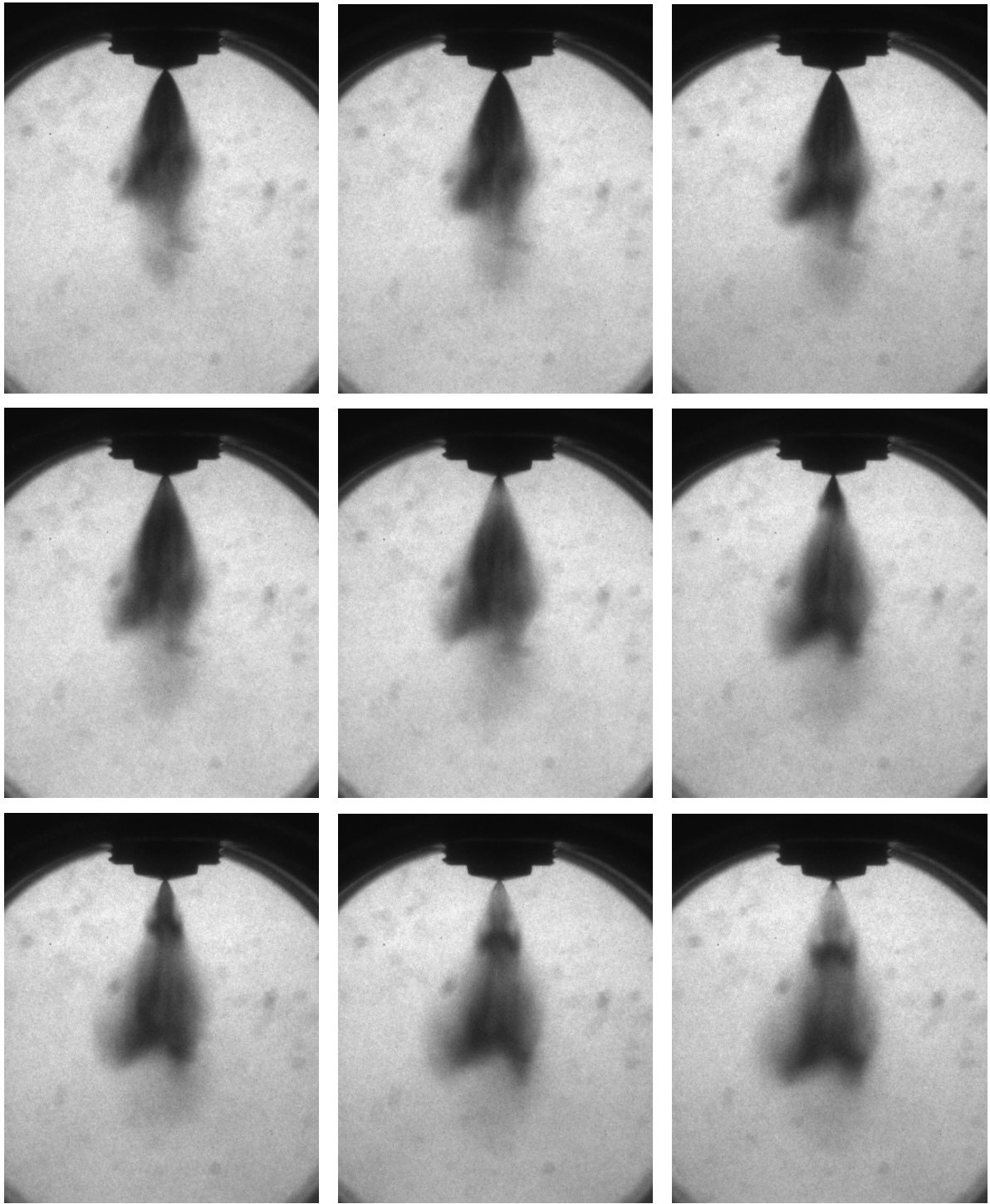


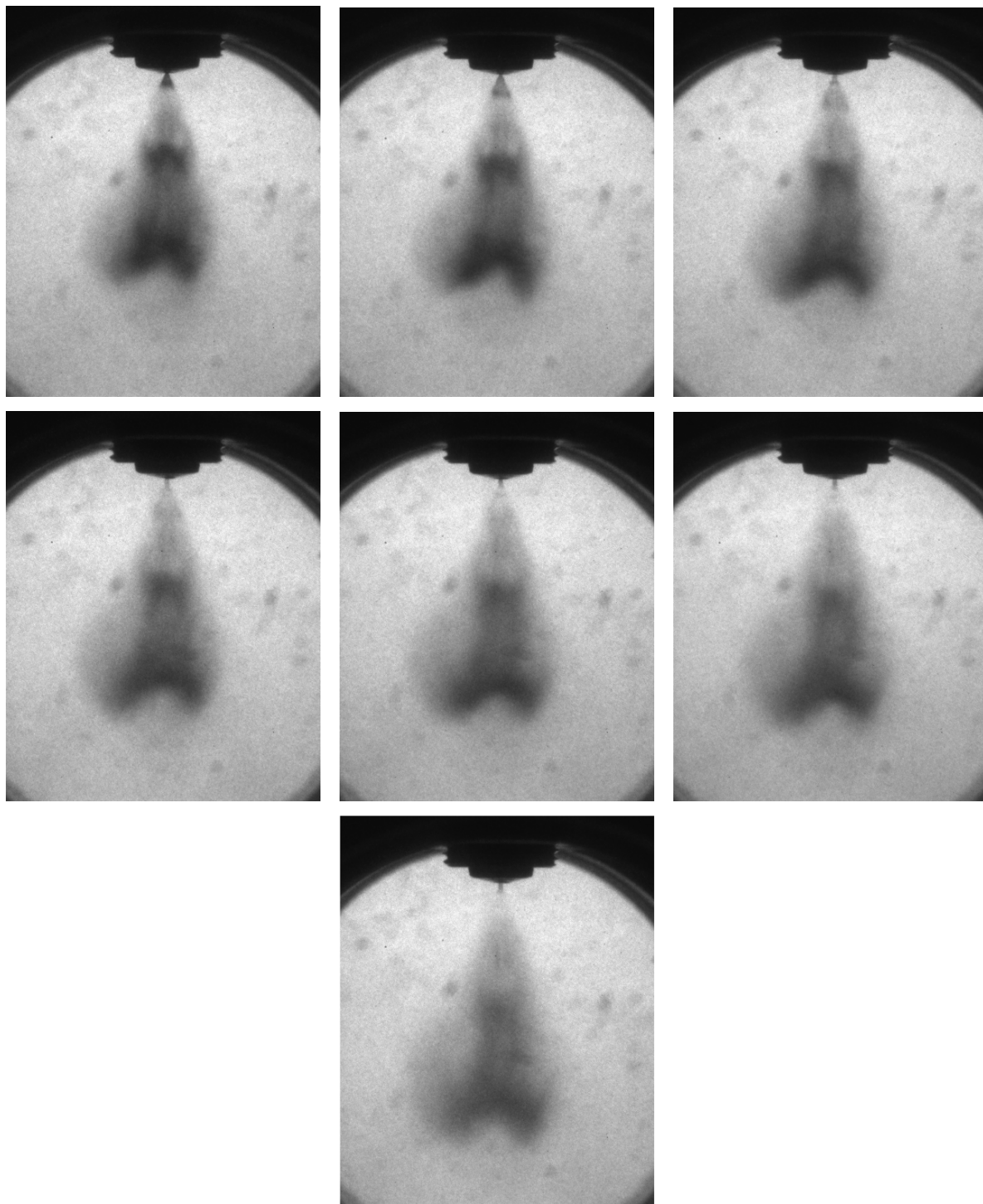


Appendice XV: Evoluzione dello spray con un tempo di mantenimento di 0,2 ms ed una contropressione in camera di prova di 300 kPa. Le immagini sono state ottenute ogni 0,05 ms partendo dall'inizio dell'iniezione

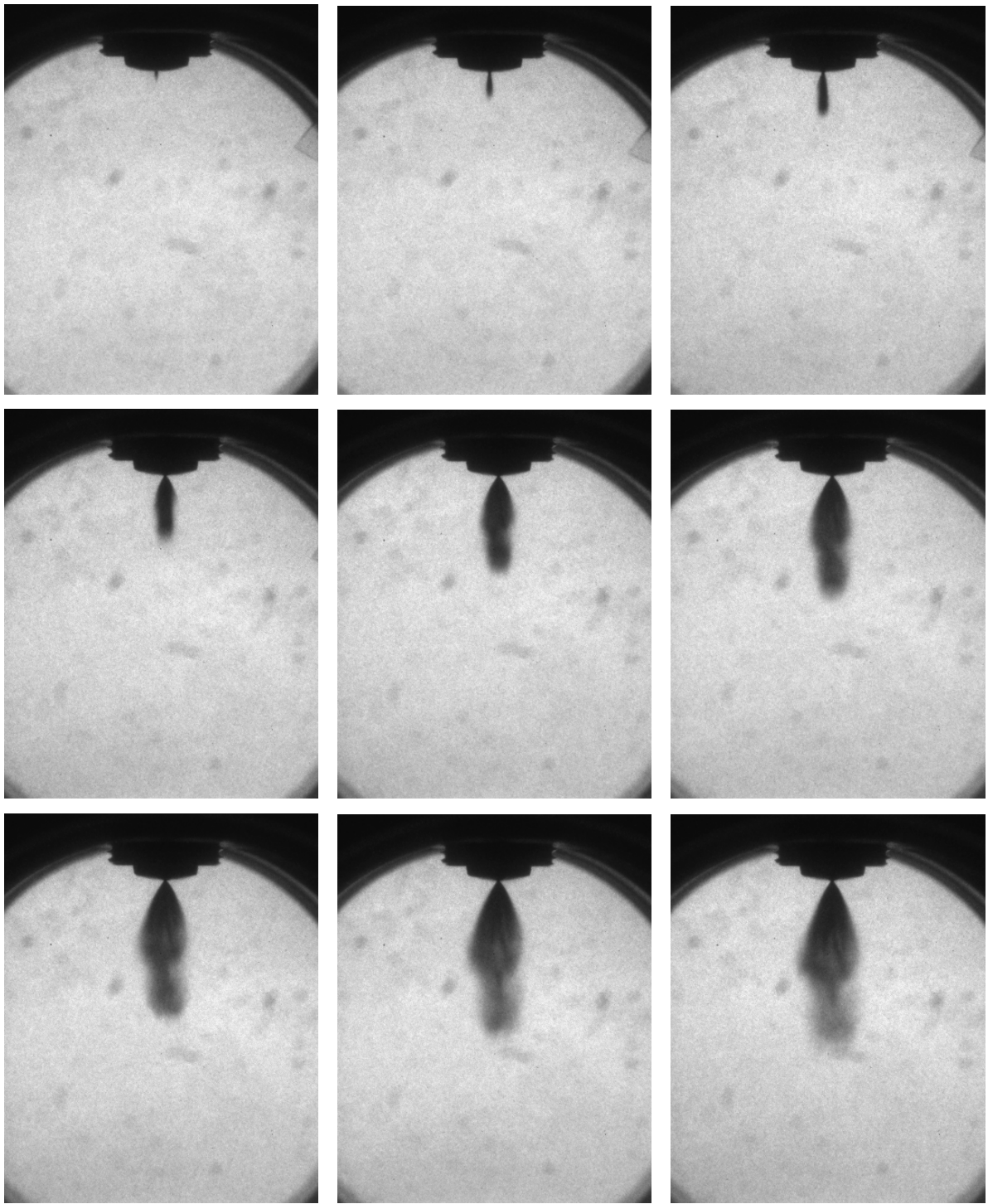


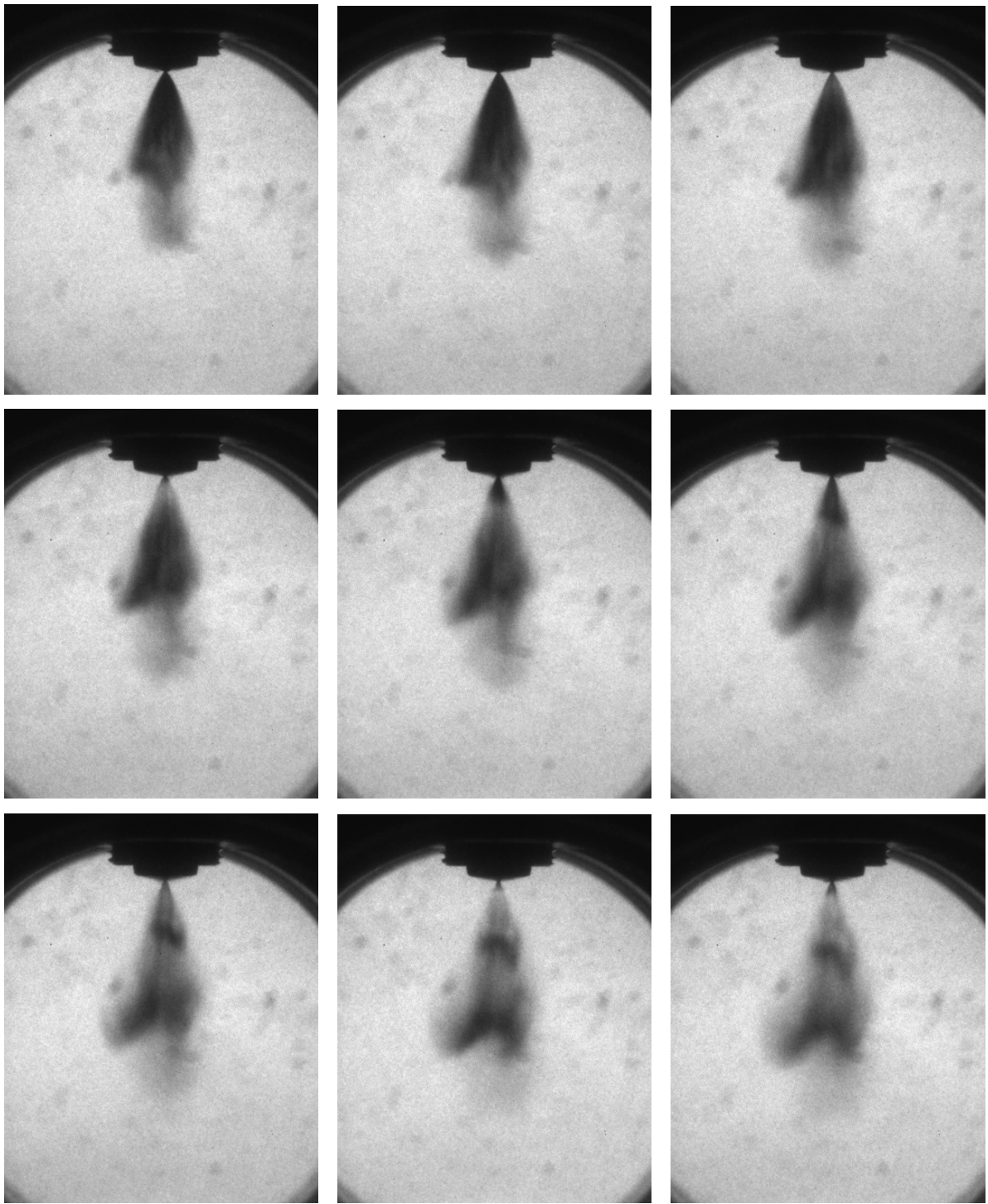


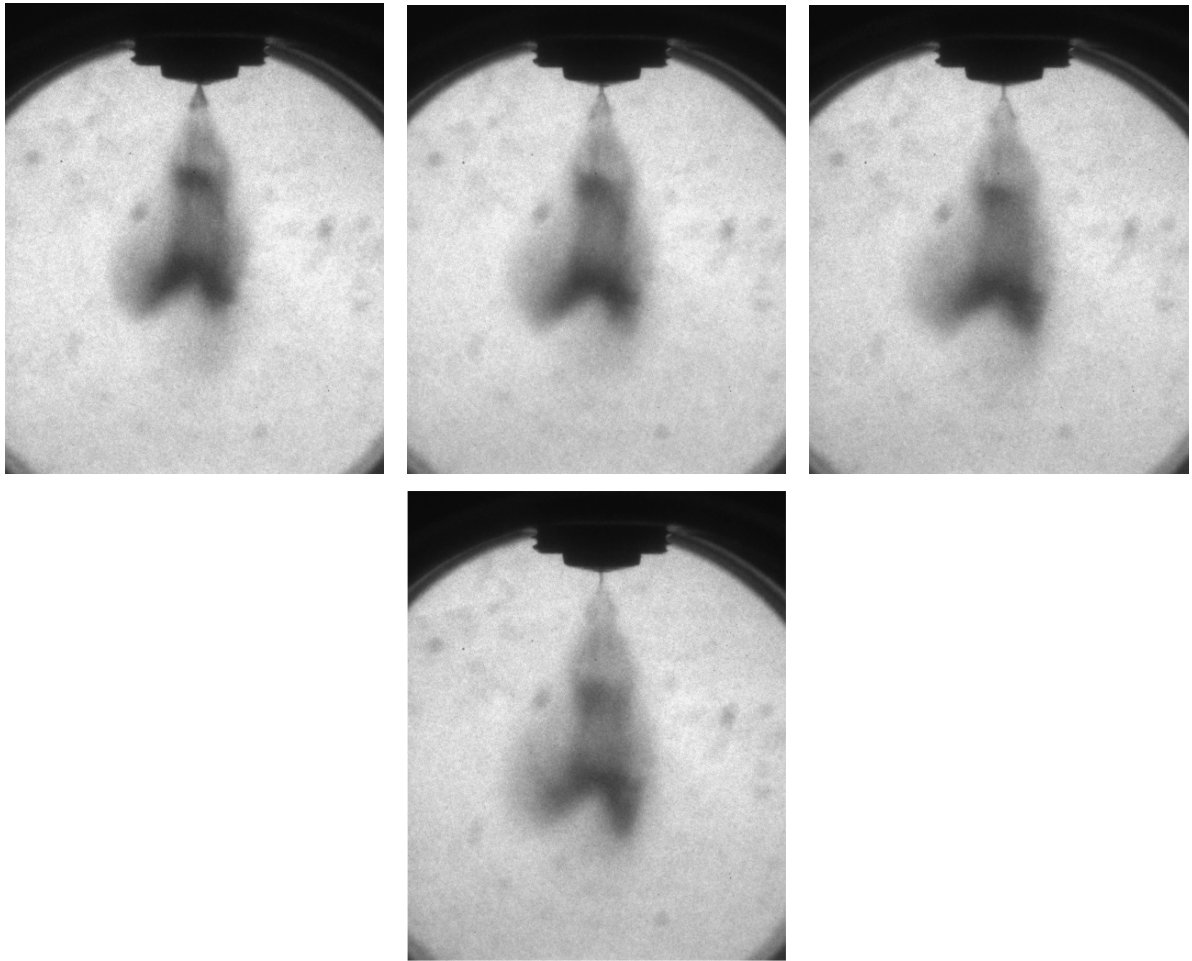




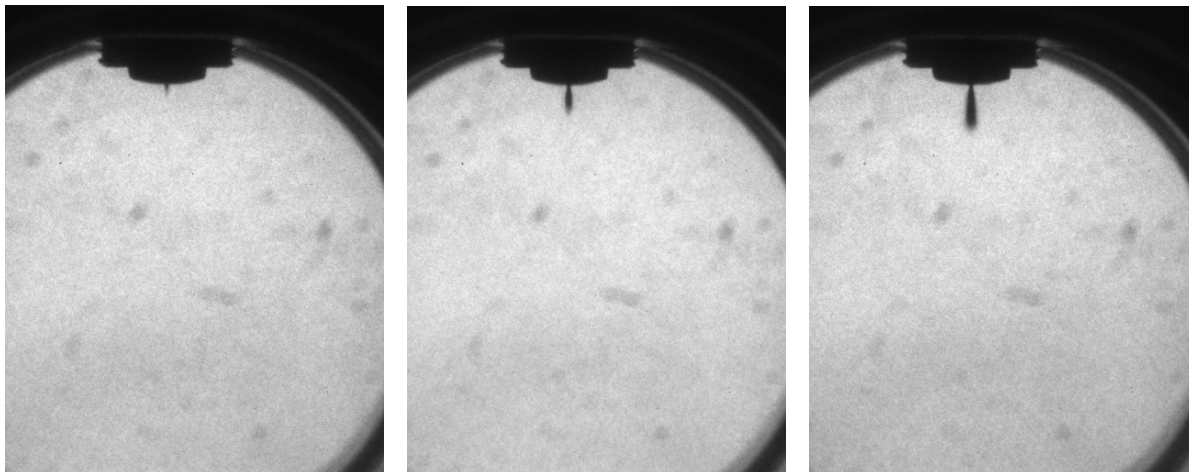
Appendice XVI: Evoluzione dello spray con un tempo di mantenimento di 0,4 ms ed una contropressione in camera di prova di 300 kPa. Le immagini sono state ottenute ogni 0,05 ms partendo dall'inizio dell'iniezione

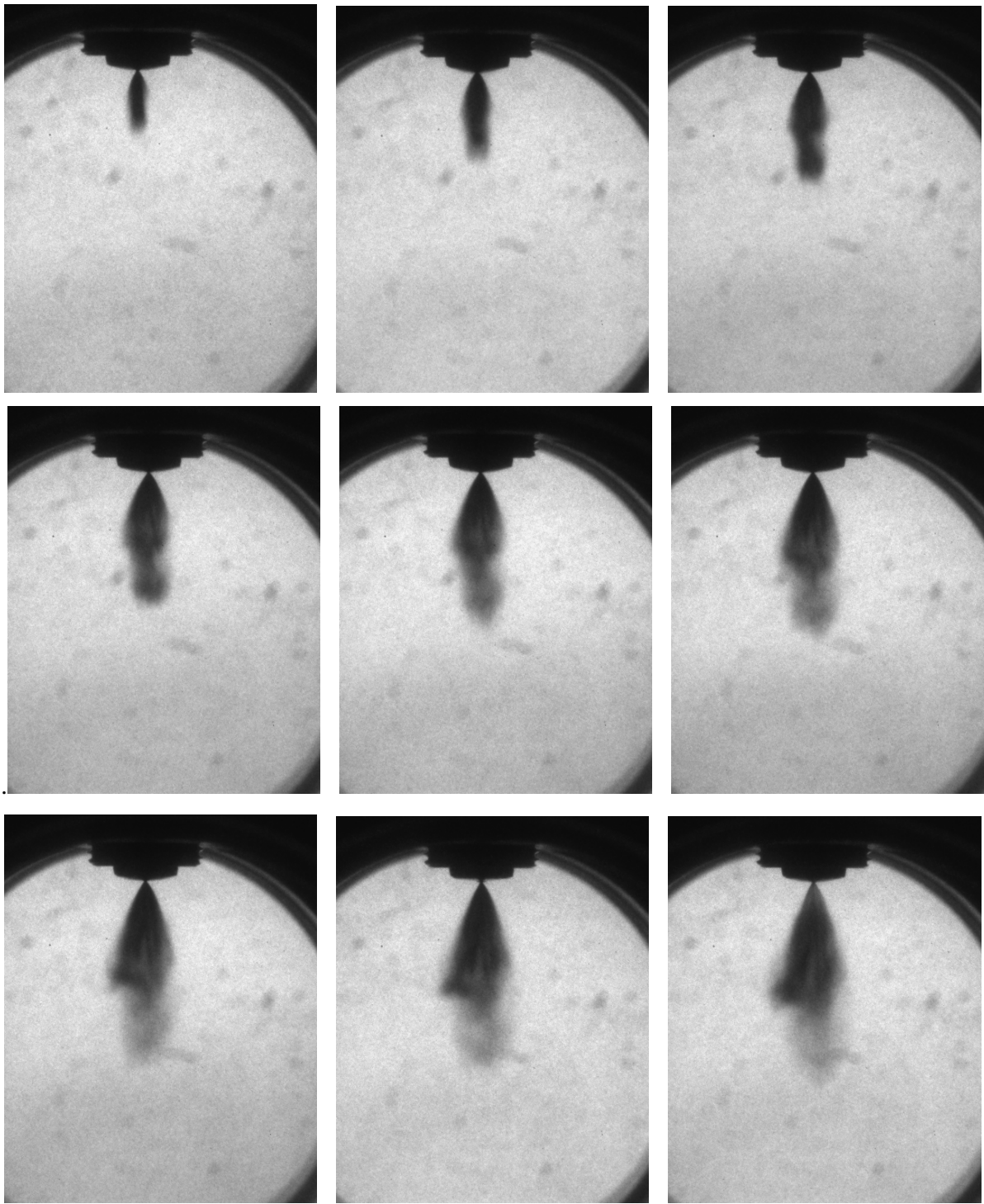


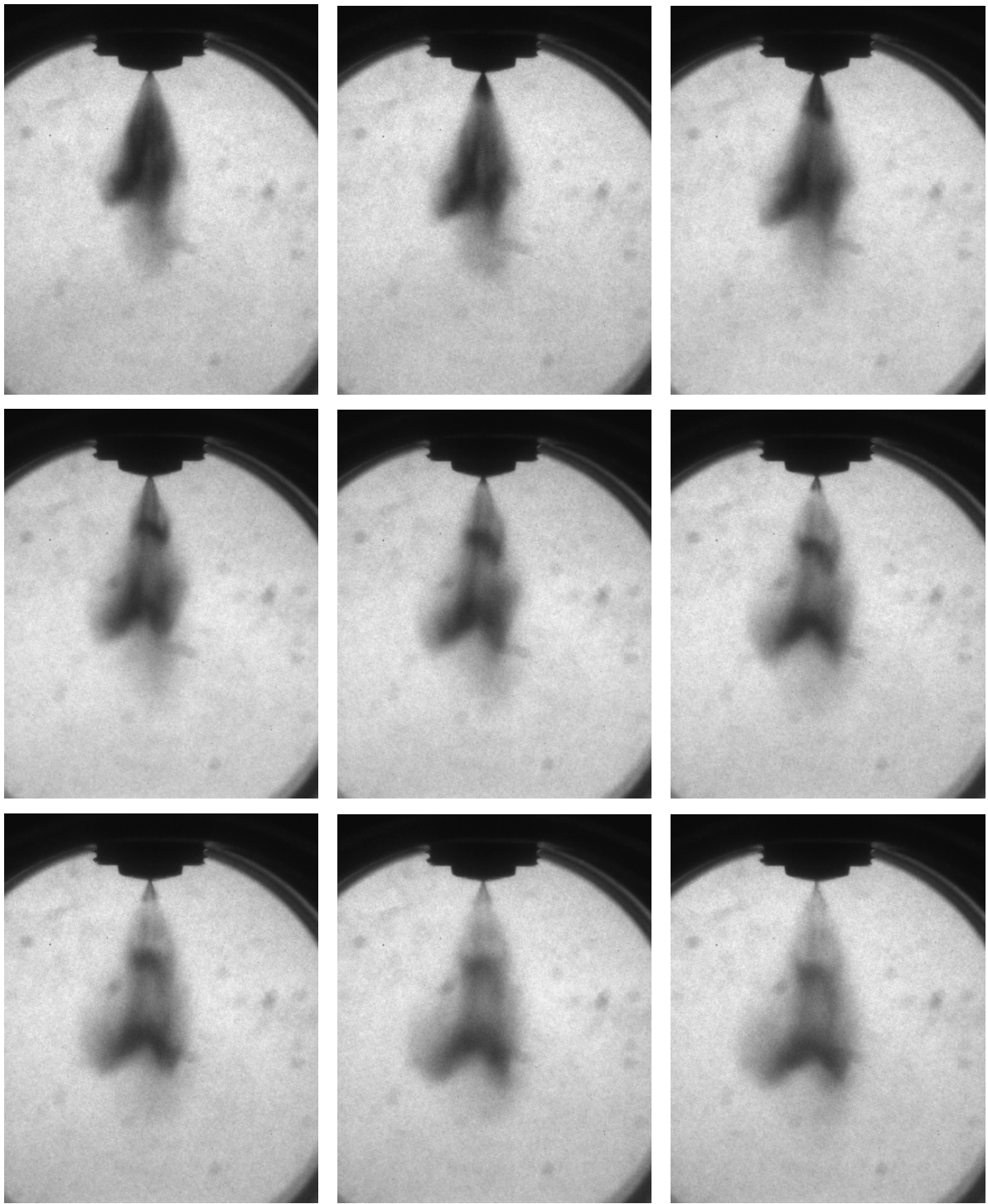


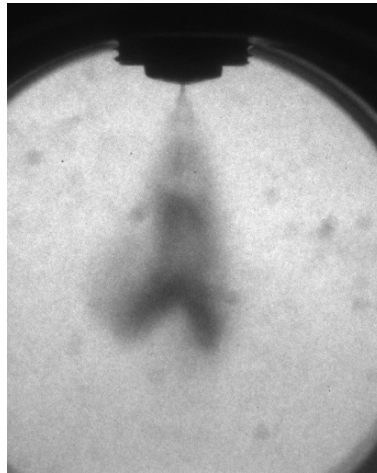


Appendice XVII: Evoluzione dello spray con un tempo di mantenimento di 0,2 ms ed una contropressione in camera di prova di 350 kPa. Le immagini sono state ottenute ogni 0,05 ms partendo dall'inizio dell'iniezione









Appendice XVIII: Evoluzione dello spray con un tempo di mantenimento di 0,2 ms ed una contropressione in camera di prova di 400 kPa. Le immagini sono state ottenute ogni 0,05 ms partendo dall'inizio dell'iniezione

Bibliografia

- [1] F. Mennella
“Analisi fluidodinamica con geometria reale di un motore due tempi ad iniezione diretta e carica stratificata”
Tesi di Laurea, Anno Accademico 2004-2005

- [2] R. Gentili, S. Frigo
“What is the Future of the Two-Stroke Engine?”

- [3] R. Gentili
"Appunti tratti dalle lezioni del corso di motori termici per trazione"
Anno accademico 2004/2005

- [4] S. Zanforlin, R. Gentili, A. Marini
“Stable fuel confinement in a stratified charge GDI engines”
ASME, 2004

- [5] Ettore Musu, Stefano Frigo, Franco De Angelis, Roberto Gentili
“Evolution of a Small Two-Stroke Engine with Direct Liquid Injection and Stratified Charge”

- [6] M. Nuti, R. Pardini, D. Caponi
“FAST Injection System: PIAGGIO Solution for ULEV 2T SI Engines”
SAE Paper 970362, 1997

- [7] M. Nuti, R. Pardini
“Twenty Years of Piaggio Direct Injection Research to Mass Production Solution for Small 2T SI Engine”
SAE Paper 980760, 1998

- [8] R. Gentili, S. Frigo, L. Tognetti
“Development of a Pumpless Air Assisted Injection System for Two-CXcycle, S.I. Engines”
Sae Transaction 940397, 1994
- [9] R. Gentili
“Motore a due tempi ad a.c. con iniezione pneumatica a bassa pressione pumpless”
ATA, giugno-luglio 1986
- [10] R. Gentili, A. Marini
“Pro-Ject Air-Assisted Fuel Injection System for Two-Stroke S.I. Engines”
Sae Paper 960360, 1996
- [11] G. Monnier, P. Duret, R. Pardini, M. Nuti
“IAPAC Two-Stroke Engine for High Efficiency Low Emission Scooter”
Pro. Int. Conf. SETEC 93, Pisa 1993
- [12] P. Duret, A. Ecomard, M. Audinet
“A New Two-Stroke Engine with Compressed Air Assisted Fuel Injection for High efficiency Low Emission Application”
SAE Paper 880176, 1998
- [13] P. Duret, J. C. Dabadie, T. Colliou
“Application for IAPAC Fuel Injection for Low Emission Small Two-Stroke Engines”
4th SETC Conference, Sae Paper 951785 1996
- [14] P. Duret, S. Venturi
“Automotive Calibration of the IAPAC Fluid Dynamically Controlled Two-Stroke Combustion Process”
SAE Paper 960363, 1996
- [15] P. Davis
Orbital Take-Off
Modern Motor Settember 1987

- [16] R. Houston, M. Archer, M. Moore, R. Newman
Development of a Durable Emission Control System for Automotive Two-Stroke Engine
SAE Paper 960361, 1996
- [17] S. R. Leighton, S. R. Ahern, M. P. Southern, M. J. Cebis
“The Orbital Combustion Process for Future Two-Stroke Engines”
International Seminar, Reuil-Malmaison, France, November 29-30 1993
- [18] S. R. Leighton, S. R. Ahern
“The Orbital Small Engine Fuel Injection System (SEFIS) for Direct Injection Two Stroke Cycle Engines”
5th Graz Two Wheeler Symposium, Graz 1993
- [19] W. Heimberg
“Ficht Pressure Surge Injection System”
SAE Paper 931502, 1993
- [20] C. Stan
“Experimental Analysis of the Fuel Spray Characteristics for DI High Speed Engines Using a Ram Tuned Injection System”
SAE Paper 972742, 1997
- [21] J. L. Lefebvre, C. Stan
“Development of a direct Injection Concepì Adapted to Light Powered Twoo Wheelers”
Paper 98A7005, International Conference Power Two Wheels, Pisa December 14-15 1998
- [22] E. J. Daren, W. Hoi-Ching
“Electronic Direct Fuel Injection System Applied to an 1100 cc Two-Stroke Personel Watercraft Engine”
SAE Paper 980756, 1998

- [23] A. Ahemed et al.
“Development of a Combustion System for Direct Injection SI Two Stroke Automotive Engine”
EAEC n. 91009
- [24] J. Harada, T. Tomodita, H. Mizuno, Z. Mashiki, Y. Ito
“Development of a Direct Injection gasoline Engine”
SAE Paper 970540, 1997
- [25] Y. Iawamoto, K. Noma, T. Yamauchi, O. Nakayama
“Development of a Direct Injection gasoline Engine”
SAE Paper 970541, 1997
- [26] F. Dolfi
“Studio C.F.D. di spray per iniezione diretta di benzina”
Tesi di Laurea, Anno Accademico 2003/2004
- [27] C. Niccolai, S. Benedetti
“Messa a punto sperimentale di un motore due tempi AC a iniezione diretta con stratificazione della carica.”
Tesi di laurea, Anno Accademico 2005/2006
- [28] G. Madonna
“Visualizzazione di spray di iniettori G.D.I.”
Tesi di Laurea, Anno Accademico 2003/2004
- [29] G. Dini
“Appunti tratti dal corso di processi di produzione innovativi”
Anno Accademico 2004/2005
- [30] Princeton Instruments
“User manual”
- [31] G. Marola

“Appunti tratti dal corso di elettronica”

Anno accademico 2003/2004

[32] R. D. Reitz

“Computer modeling of spray.”

Spray technology short course, Pittsburgh 07 maggio 1996

[33] AVL

“Fire version 8.4 user guide”

[34] M. Dolfi

“Studio CFD per iniezione diretta di benzina.”

Tesi di Laurea, Anno Accademico 2003/2004

[35] Christos A. Chryssakis, Dennis N. Assanis, Jee-Kuen Lee, Keiya Nishida

“Fuel Spray Simulation of High-Pressure Swirl-Injector for DISI Engines and Comparison with Laser Diagnostic Measurements”

SAE Paper 2003-01-0007